Библиотека СОК

Холодильная техника

РАЗЛИЧНЫЕ ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ХОЛОДА

ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА

РАЗЛИЧНЫЕ ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ХОЛОДА

СПРАВОЧНИК

МОСКВА
АГРОПРОМИЗДАТ
1985

ББК 31.392
Р17
УДК 621.56/59.004.14

Различные области применения холода/Под ред. А. В. Быкова. — М.: Агропромиздат, 1985.—272 с.

Данный справочник завершает серию «Холодильная техника». В справочнике собраны сведения о применении искусственного (и естественного) холода в тех областях народного хозяйства, которые не были охвачены уже выпущенными справочниками этой серии. Рассмотрены особенности применения холода в химической, нефтеперерабатывающей и газовой промышленности, в машиностроении и строительстве.

Отдельная глава посвящена промышленному и комфортному кондиционированию воздуха. Приведены необходимые сведения о производстве, хранении и применении сухого и водного льда. Рассмотрены вопросы, связанные с конструкцией и эксплуатацией искусственных ледяных катков. Описаны современные холодильные методы опреснения воды.

Справочник предназначен для специалистов, занятых проектированием и эксплуатацией холодильного оборудования в соответствующих областях народного хозяйства.

Из данной серии в 1977 г. издан справочник «Эксплуатация холодильников», в 1978 г. — «Малые холодильные установки и холодильный транспорт», «Проектирование холодильных сооружений», в 1979 г. — «Микробиология холодильного хранения, холод в мясной и молочной промышленности», «Холод в рыбной и пищевой промышленности», в 1980 г. — «Теплофизические основы получения искусственного холода», в 1981 г. — «Холодильные компрессоры», в 1982 г.— «Холодильные машины», а в 1984 г.— «Теплообменные аппараты, приборы автоматизации и испытания холодильных машин».

Главный редактор серии справочников «Холодильная техника» —
д-р техн. наук *А. В. БЫКОВ*

Редакционная коллегия: д-р техн. наук, проф. *А. А. ГОГОЛИН* (зам. главного редактора); д-р техн. наук *И. М. КАЛНИНЬ* (зам. главного редактора); д-р техн. наук, проф. *Н. А. ГОЛОВКИН*; д-р техн. наук, проф. *Г. Н. ДАНИЛОВА*; канд. техн. наук *М. П. КУЗЬМИН*; д-р техн. наук, проф. *Л. З. МЕЛЬЦЕР*; д-р техн. наук, проф. *Л. М. РОЗЕНФЕЛЬД*; д-р техн. наук, проф. *Г. Б. ЧИЖОВ*; д-р техн. наук, проф *Ф. М. ЧИСТЯКОВ*.

В составлении справочника «Различные области применения холода» принимали участие: д-р мед. наук, проф. *В. А. АГРАНЕНКО*; инж. *Н. Я. БАРУЛИН*; канд. техн. наук *В. А. БОБКОВ*; канд. техн. наук *Н. А. БУЧКО*; д-р техн. наук *А. В. БЫКОВ*; инж. *Л. Л. ГЕНИН*; д-р техн. наук, проф. *А. А. ГОГОЛИН*; канд. техн. наук *В. А. ГОГОЛИН*; инж. *Т. В. ГОГОЛИНА*; инж. *Т. Е. КАНЫШЕВА*; канд. техн. наук *Э. Л. ЛИХТЕНШТЕЙН*; д-р техн. наук, проф. *Л. З. МЕЛЬЦЕР*; канд. техн. наук *Т. Ф. ПИМЕНОВА*; инж. *И. К. САВИЦКИЙ*; канд. техн. наук *Л. Ф. СМИРНОВ*; инж. *А. В. ТАЛАНОВ*; д-р техн. наук *Н. Г. ТРУПАК*; инж. *Л. А. ТРУСКОВА*; д-р мед. наук *Л. И. ФЕДОРОВА*; инж. *А. Н. ФОМИН*

Рецензенты: д-р техн наук *А. А. ГОГОЛИН*, канд. техн. наук *В. А. ГОГОЛИН*, д-р техн. наук, проф. *Е. Е. КАРПИС*, д-р техн. наук, проф. *Е. С. КУРЫЛЕВ*, д-р техн. наук, проф. *Э. И. КАУХЧЕШВИЛИ*, канд. техн. наук *В. Т. ПЛОТНИКОВ*, д-р техн. наук, проф. *А. Г. ТКАЧЕВ*, инж. *И. Ф. ЯЦУНОВ*.

Научный редактор тома «Различные области применения холода»
канд. техн. наук *А. С. КРУЗЕ*.

Р $\frac{2303050000-408}{035(01)-85}$ 5—85 ТП изд-ва «Легкая и пищ. пром.» © ВО «Агропромиздат», 1985

ГЛАВА I

ПРИМЕНЕНИЕ ХОЛОДА В НЕФТЯНОЙ, ГАЗОВОЙ И ХИМИЧЕСКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Нефтяная, газовая и химическая промышленность являются одними из основных потребителей искусственного холода. В этих отраслях промышленности потребность в холоде достигает такой величины, что расход энергии на выработку холода в некоторых случаях начинает сказываться на энергетическом балансе районов расположения промышленных объектов. Поэтому правильное определение температурного режима и необходимой производительности холодильной станции, а также выбор наиболее рационального типа оборудования и технологической схемы в целом имеют важное значение.

Вследствие особенностей технологии в в нефтяной, газовой и химической промышленности к используемому холодильному оборудованию предъявляют ряд требований: холодильные машины должны иметь большую холодопроизводительность, высокую степень надежности, достаточно большой ресурс работы; допускать применение дешевых холодильных агентов (основные или побочные продукты на данном комплексе); обеспечивать возможность использования энергетических ресурсов, которыми располагает производство; быть максимально автоматизированными.

Наиболее полно перечисленным требованиям отвечают парокомпрессионные холодильные машины с центробежными компрессорными агрегатами, винтовыми компрессорами и газомотокомпрессорами, а также абсорбционные холодильные машины, которые используют в качестве источника энергии теплоту технологических процессов, вторичные энергетические ресурсы (ВЭР) или теплофикационную воду от теплоэлектроцентралей.

Для систем холодопотребления нефтяной, газовой и химической промышленности характерно создание централизованных холодильных станций с испарительной системой, вынесенной, как правило, за пределы станции, ближе к технологическим объектам производства. Особенности испарительной системы, степень ее удаленности от холодильной станции в значительной мере определяют схему холодильной установки. Схема непосредственного охлаждения, более экономичная, может оказаться непригодной из-за значительных потерь давления во всасывающих магистралях либо из-за несовместимости холодильного агента с технологическим продуктом, охлаждаемым в испарителе. В этом случае целесообразно применение схемы со вторичным хладоносителем.

В качестве холодильных агентов наибольшее распространение получили вещества, являющиеся продуктами производств указанных отраслей промышленности: аммиак, пропан, пропилен, этан, этилен. В отдельных производствах, исключающих применение токсичных и взрывоопасных холодильных агентов, применяют фреоны: R11 и R12 для высоких температур кипения, R22, R502 и R13 — для низких. В установках большой холодопроизводительности с разветвленной системой холодопотребления фреоны применяют в основном для охлаждения вторичных хладоносителей.

В качестве хладоносителей используют растворы хлористого натрия и кальция, кальциевой селитры, этиленгликоль (для температур до —40°С), R30, R11 для более низких температур и др.

В случае необходимости снабжения производства холодной водой применяют в основном абсорбционные теплоиспользующие бромистолитиевые машины (КПД теплоиспользующих эжекторных машин более чем в 2 раза ниже, чем у бромистолитиевых). Бромистолитиевые машины используют в качестве источника энергии водяной пар низкого давления или теплофикационную воду температурой до 120°С, поступающую от ТЭЦ. Последнее особенно целесообразно, когда холодильное оборудование работает только в летнее время года, в межотопительный сезон, и использование промежуточного отбора пара низкого давления на генераторах теплоэлектроцентрали повышает КПД последней. Бромистолитиевые машины, оборудованные дополнительным генератором высокого давления, используют в качестве теплоносителя пар давлением 0,6—0,8 МПа либо горячую воду температурой 150—180°С. Такую модификацию бромистолитиевых машин, имеющих тепловой коэффициент 1,2, применяют и в системе ТЭЦ, и в системе котельных. Находят применение (при необходимости получения отрицательных температур) и водоаммиачные абсорбционные холодильные машины.

На ряде промышленных предприятий, где предпочтительно использование электроэнергии, водоохлаждающие установки крупной про-

изводительности, используемые в основном для технологического кондиционирования воздуха, оснащаются фреоновыми холодильными машинами с центробежными компрессорами.

Современные аммиачные и пропановые компрессоры большой производительности, рассчитанные на давление конденсации, соответствующее температуре насыщения 47—50°С, позволяют применять в качестве конденсаторов холодильного агента аппараты воздушного охлаждения. Тип конденсаторов холодильной станции выбирают с учетом наличия, стоимости и качества охлаждающей воды, возможности использования дополнительной электроэнергии на привод вентиляторов, района размещения промышленного предприятия, способности оборудования работать при температуре конденсации 47—50°С.

Размещение холодильного оборудования на промышленных площадках предприятий нефтяной, газовой и химической промышленности имеет общие характерные особенности, обусловленные отраслевыми правилами безопасности. В закрытых помещениях устанавливают компрессоры и непосредственно связанные с ними аппараты; все теплообменные и емкостные аппараты холодильной установки размещают на открытых площадках на регламентируемом данной отраслью промышленности расстоянии от компрессорного зала. Все аппараты абсорбционных водоаммиачных машин размещают на открытых площадках. В помещении устанавливают электросиловые щиты и щиты автоматики. Абсорбционные бромистолитиевые машины при условии их работы только в летнее время года размещают, как правило, на наружных площадках. Дистанционные щиты управления машин устанавливают в помещении. Если по условиям технологии бромистолитиевые машины работают более длительное время в году, целесообразно устанавливать их в здании. Холодильное оборудование поставляют на промышленные объекты укрупненными поставочными блоками, что способствует быстрому вводу объектов в эксплуатацию.

Ниже приведены наиболее характерные случаи применения систем искусственного охлаждения в диапазоне умеренных температур охлаждения (примерно до —100°С). Процессы, относящиеся к области криогенной техники, в настоящем справочнике не рассматриваются.

НЕФТЯНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

На предприятиях нефтяной промышленности искусственное охлаждение широко применяют в ряде технологических процессов, в том числе для депарафинизации масел, обезмасливания гачей, разделения ксилолов, алкилирования, в производстве присадок к маслам и др.

В перечисленных производствах применяют в основном системы непосредственного кипения холодильного агента в поверхностных теплообменных аппаратах: кристаллизаторах, контакторах, реакторах и т. п. Системы с промежуточным жидким хладоносителем имеют относительно малое распространение.

Условия работы предприятий нефтяной промышленности определяют выбор холодильного агента. Перерабатываемые здесь продукты характеризуются повышенной пожаро- и взрывоопасностью, а некоторые из них и токсичностью.

В нефтяной промышленности в качестве холодильных агентов широко применяют углеводороды. Эти вещества есть в достаточном количестве на производстве, они дешевы, обслуживающий персонал имеет навыки в обращении с ними. Преимуществом углеводородов при использовании центробежных компрессоров является также их относительно высокая по сравнению с аммиаком молекулярная масса. В ряде случаев возможно применение беспоповерхностного охлаждения путем испарения холодильного агента, в качестве которого используются углеводороды, непосредственно в охлаждаемом продукте.

При использовании углеводородов в качестве холодильных агентов опасно проникновение в контур холодильной машины воздуха, кислород которого вместе с холодильным агентом может создать местные взрывоопасные концентрации. Чтобы этого избежать, как правило, не допускается работа с давлением всасывания ниже атмосферного, в соответствии с чем выбирается холодильный агент в зависимости от требуемой температуры кипения. Распространенным холодильным агентом для нефтяной промышленности остается аммиак. Фреоны применяют в этой отрасли редко.

Депарафинизация масел. Процесс удаления парафина из масел осуществляют в специальной установке (рис. I—1). Перед депарафинизацией масло вначале охлаждают водой до 40—45°С и добавляют к нему охлажденный селективный растворитель. Продукт с растворителем поступает в специальные аппараты — кристаллизаторы, где при постепенном охлаждении из него выделяются кристаллы парафина. Первые по ходу потока регенеративные кристаллизаторы охлаждаются обратным потоком холодного продукта, последующие за ними кристаллизаторы — испаряющимся холодильным агентом. В зависимости от требуемой температуры застывания масла охлаждение доводят до определенного температурного уровня, соответствующего допустимому остаточному содержанию парафина. Выделившийся в виде кристаллов парафин отделяют в вакуумфильтрах или центрифугах. Твердый остаток—

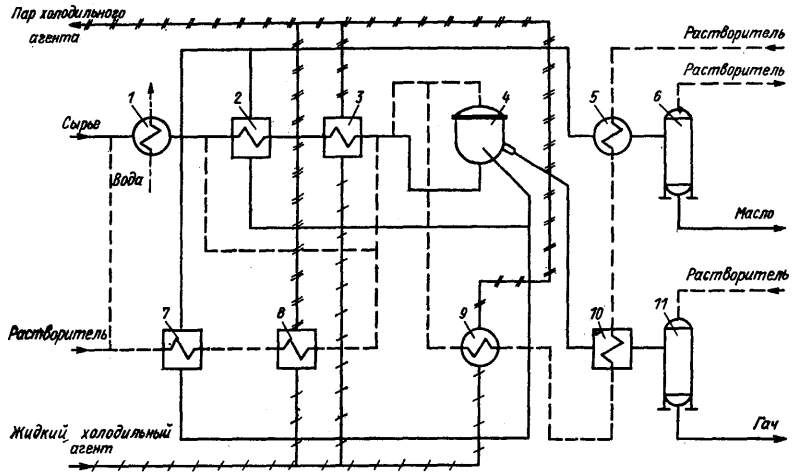


Рис. I—1. Схема установки для депарафинизации масел:

1 — водяной холодильник сырья; *2* — регенеративный кристаллизатор сырья; *3* — кристаллизатор сырья непосредственного испарения; *4* — вакуум-фильтр; *5* — жидкостный теплообменник; *6, 11* — блоки колонн отгона растворителя; *7, 10* — регенеративный кристаллизатор растворителя; *8* — кристаллизатор растворителя непосредственного испарения; *9* — холодильник растворителя непосредственного испарения

гач, содержащий определенную примесь масла, подвергают дальнейшей переработке. Жидкая фаза отдает свой холод в регенеративных кристаллизаторах и затем путем нагрева разделяется на продукт и растворитель.

Процесс кристаллизации должен протекать при определенных скоростях и температурных перепадах для обеспечения равномерного выпадения кристаллов парафина должной структуры. В регенеративных кристаллизаторах при противотоке прямого и обратного потоков этот перепад устанавливается сам собой. В кристаллизаторах, охлаждаемых холодильным агентом, стремятся создать несколько уровней температуры кипения, для чего либо отсасывают пары холодильного агента отдельными ступенями компрессии, либо используют регуляторы давления «до себя», позволяющие поддерживать в отдельных кристаллизаторах различные давления кипения при одном давлении во всасывающем трубопроводе. Кристаллизаторы, последние по ходу охлаждения продукта, имеют регуляторы, работающие по температуре продукта на выходе из аппарата. Подачу жидкого холодильного агента в кристаллизаторы производят с помощью регуляторов уровня.

В настоящее время широко эксплуатируются секционные кристаллизаторы, собранные из двойных труб. Во внутренних трубах протекает охлаждаемый продукт, образовавшиеся кристаллы парафина осаждаются на стенках труб, откуда снимаются пластинчатыми скребками. В кольцевом пространстве между трубами кипит холодильный агент, который поступает туда по стоякам из отделителя жидкости, установленного над аппаратом. Трубы имеют уклон, чтобы обеспечить лучший отвод пара.

В последние годы возрастает применение кристаллизаторов кожухотрубного типа (рис. I—2). Трубы, в которых протекает процесс кристаллизации парафина, оборудованные скребками, располагаются в общем кожухе, в межтрубном пространстве которого кипит холодильный агент. В верхней части аппарата установлен общий отделитель жидкости.

Хотя скребковые механизмы удаляют с поверхности труб образующиеся на них кристаллы парафина, постепенно все же происходит нарастание твердого слоя, и для нормального режима работы кристаллизаторов требуется их периодическое оттаивание. Процесс подключения в работу кристаллизаторов после оттаивания может приводить к интенсивному вскипанию холодильного агента с выбросами жидкости через отделители жидкости, установленные на кристаллизаторах. Эту особенность работы системы с кристаллизаторами учитывают при проектировании холодильных установок и принимают все необходимые меры для защиты компрессоров путем установки перед компрессорами отделителей жидкости достаточной вместимости и оснащения системы дополнительными приборами сигнализации, защиты и блокировки.

При обычной депарафинизации смазочных масел характерной температурой кипения хо-

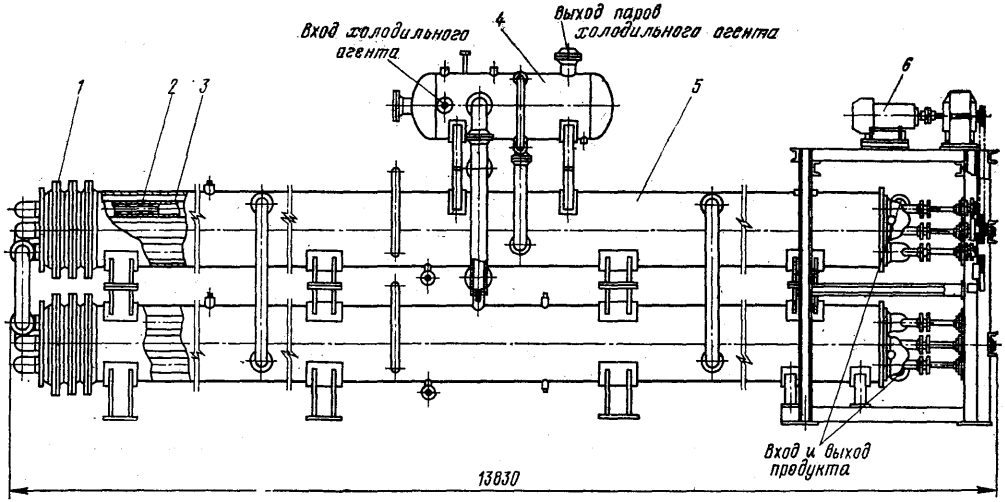


Рис. I—2. Кристаллизатор кожухотрубного типа:
1 — компенсатор; *2* — скребки; *3* — теплообменная труба; *4* — отделитель жидкости; *5* — кожух; *6* — электропривод скребкового механизма

лодильного агента является —35÷—43°С, при этом температура продукта после последней ступени кристаллизации составляет —25÷÷—30°С. Потребность установок в холоде достигает 12 000 кВт.

Принципиальная схема холодильной установки для депарафинизации масел, рассчитанная на два температурных режима кипения (—35 и —43°С), показана на рис. I—3. В качестве основного оборудования используются аммиачные винтовые компрессорные агрегаты, работающие по коллекторной схеме двухступенчатого сжатия. На нижней ступени установлены бустерные винтовые низкотемпературные агрегаты 21АН600-7-7 в количестве 7 (в том числе 1 резервный), на верхней ступени— винтовые агрегаты А1400-7-3 в количестве 3 (в том числе 1 резервный). Каждый из компрессоров нижней ступени сжатия имеет связь по всасыванию с каждым из двух магистральных коллекторов (—35 и —43°С), промежуточное давление на оба режима охлаждения соответствует температуре насыщения —10°С, этим достигаются полная взаимозаменяемость компрессоров и сокращение резерва по нижней и верхней ступеням сжатия. Пар аммиака поступает от кристаллизаторов на всасывание в компрессоры нижней ступени, пройдя предварительно отделители жидкости, установленные на станции. После сжатия до промежуточного давления и сбива перегрева пар поступает на всасывание в компрессоры высокой ступени. Сжатый в компрессорах высокой ступени до давления, соответствующего температуре конденсации 45°С, пар холодильного агента поступает в конденсаторы — аппараты воздушного охлаждения, где конденсируется. Жидкий аммиак стекает в ресивер, а затем направляется на охлаждение в промежуточный сосуд. Охлажденный холодильный агент поступает на питание кристаллизаторов, где кипит, отнимая теплоту от продукта. Охлаждение пара холодильного агента перед сжатием его в компрессорах высокой ступени и охлаждение жидкого холодильного агента в промежуточном сосуде осуществляется в результате кипения части холодильного агента при промежуточном давлении.

Размещение оборудования холодильной станции с аммиачными винтовыми компрессорами показано на рис. I—4.

Холодопроизводительность станции составляет 2048 кВт (температура кипения —35°С) и 1343 кВт (температура кипения —43°С).

Ниже рассмотрен вариант решения этой же холодильной станции с использованием абсорбционных водоаммиачных машин, работающих на водяном паре давлением 1 МПа (10 кгс/см^2). Размещение оборудования абсорбционной холодильной станции показано на рис. I—5. Каждая из требуемых температур охлаждения продукта (температура кипения —35 и —43°С) обеспечивается работой двух конструктивно и технологически независимых друг от друга машин холодопроизводительностью 2093 и 1291 кВт. Тип основного обору-

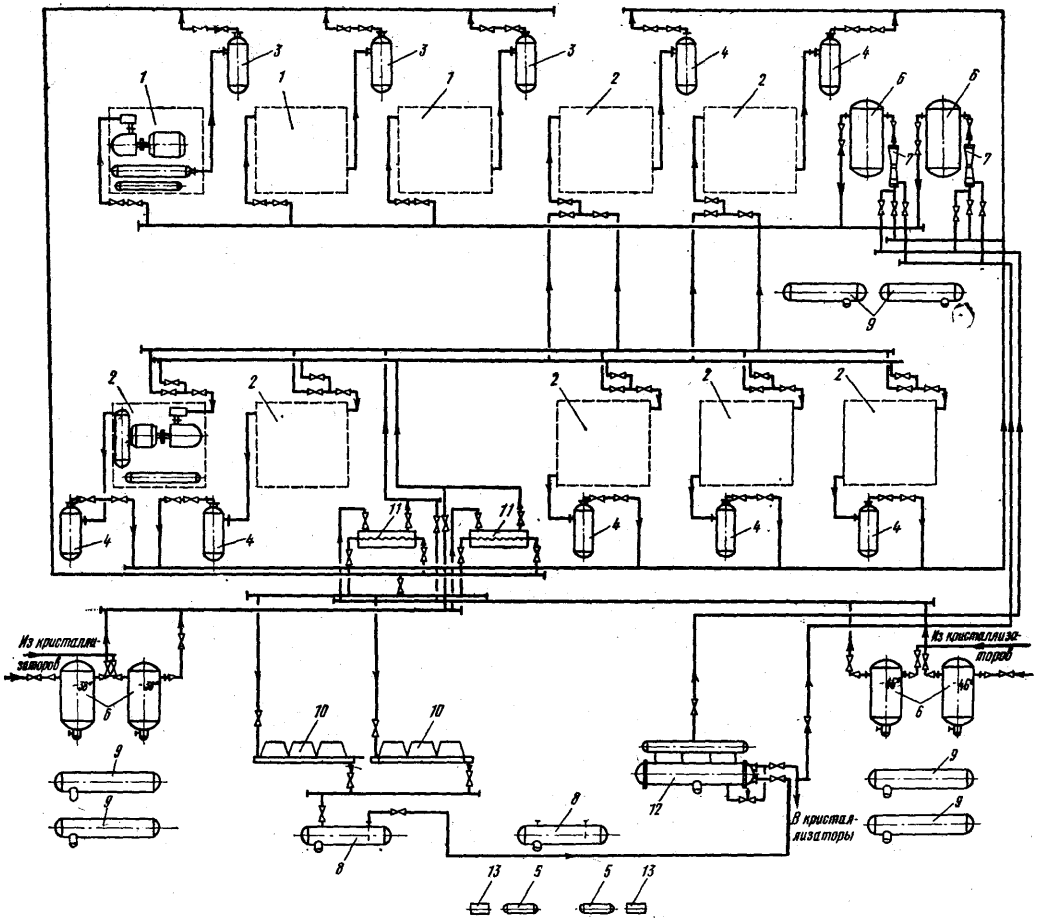


Рис. I—3. Схема холодильной установки для депарафинизации масел:

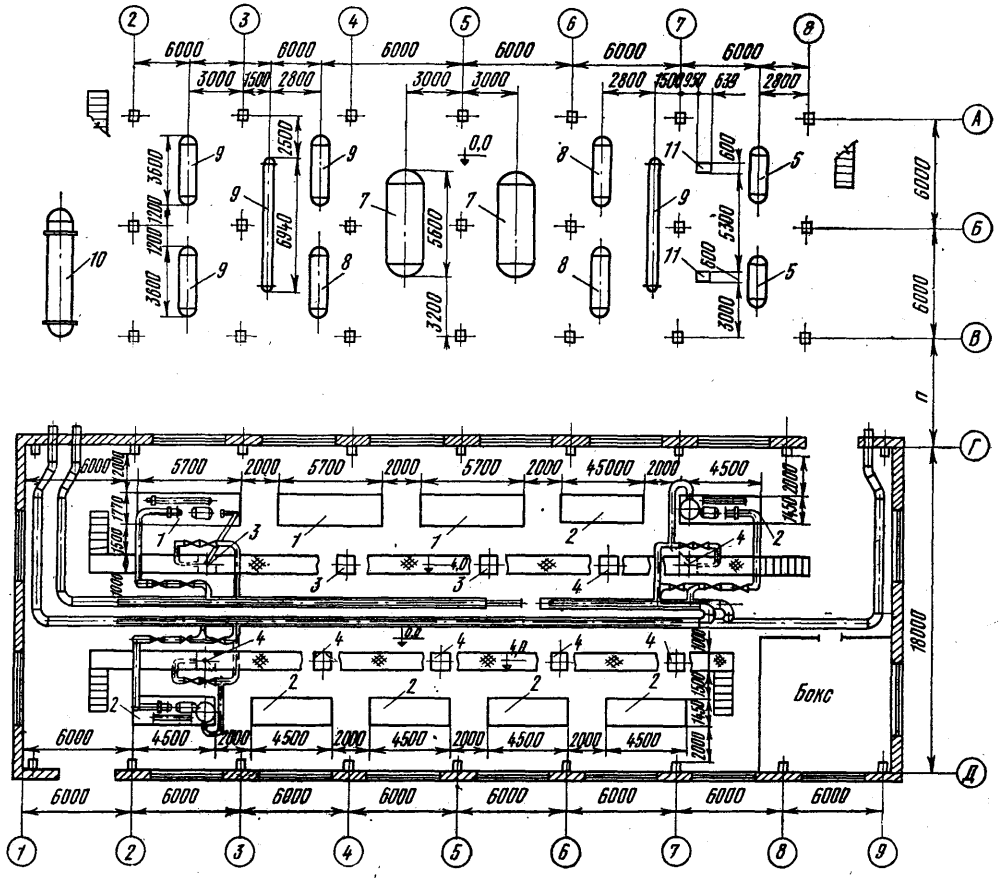
1 — агрегат винтовой компрессорный высокой ступени А1400-7-3; *2* — агрегат винтовой компрессорный низкой ступени 21АН600-7-7; *3* — маслоотделитель высокой ступени; *4* — маслоотделитель низкой ступени; *5* — маслосборатель; *6* — отделитель жидкости; *7* — труба Вентури; *8* — ресивер линейно-дренажный; *9* — ресивер дренажный; *10* — конденсатор воздушного охлаждения; *11* — теплообменник; *12* — промежуточный сосуд; *13* — электронасосный агрегат

дования машин (генераторы, абсорберы, дефлегматоры) — кожухотрубные аппараты горизонтального типа. Конденсация аммиака осуществляется в аппаратах воздушного охлаждения, теплота абсорбции поглощается оборотной водой.

Применение теплоиспользующих абсорбционных агрегатов безусловно целесообразно при наличии на производстве теплоты, использование которой не требует стоимостных затрат, либо если эти затраты незначительны. При отпускной цене на теплоту по тарифам прейскуранта применение абсорбционных машин неэкономично. Кроме того, целесообразность применения теплоиспользующих абсорбционных машин определяется наличием на данном производстве достаточного количества охлаждающей воды.

Из парокомпрессионных машин наибольшее распространение на крупных установках депарафинизации масел получили пропановые центробежные агрегаты. Ряд действующих типовых холодильных станций работает на аммиачных двухступенчатых поршневых компрессорах оппозитивного типа.

Для получения специальных сортов масел



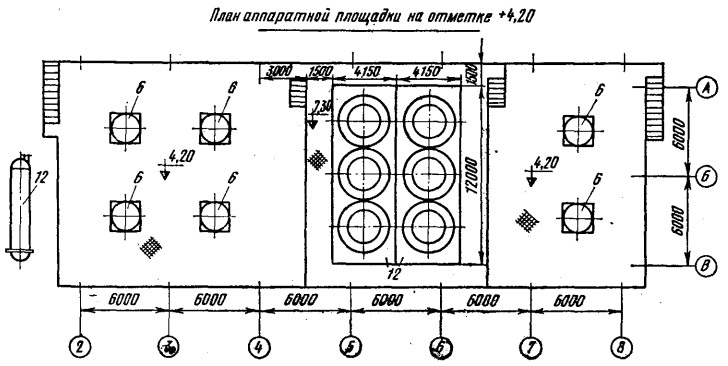


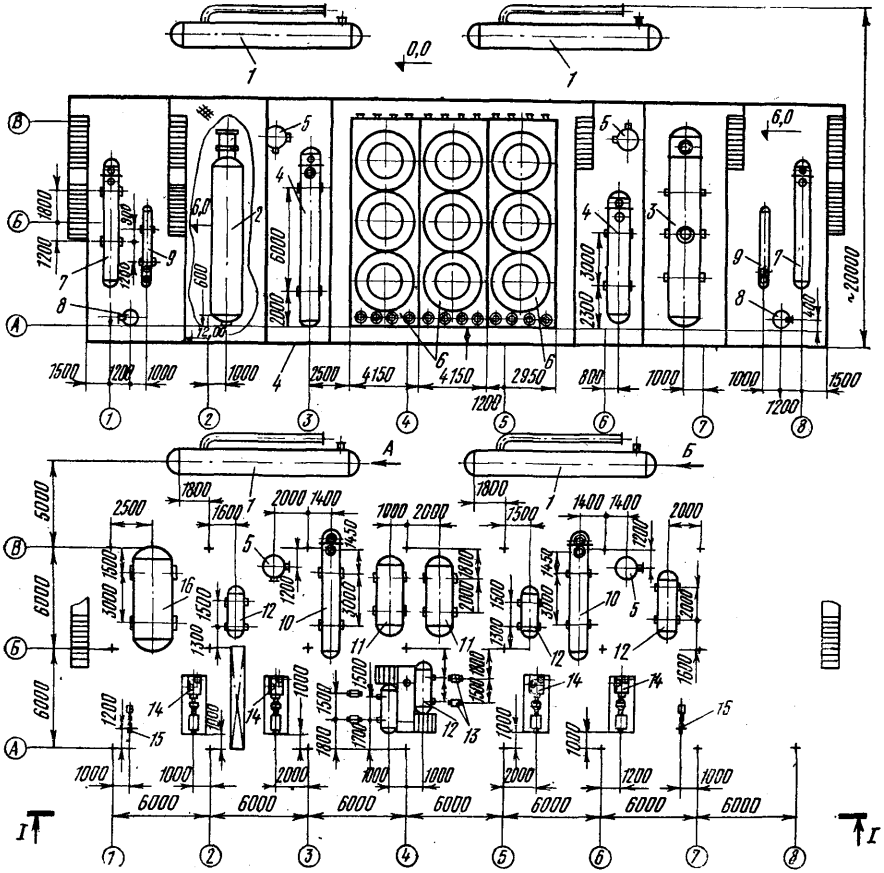
Рис. I—4. План холодильной станции с аммиачными винтовыми компрессорами:

1 — агрегат винтовой компрессорный высокой ступени А1400-7-3; *2* — агрегат винтовой компрессорный низкой ступени 21АН600-7-7; *3* — маслоотделитель высокой ступени; *4* — маслоотделитель низкой ступени; *5* — маслосборник; *6* — отделитель жидкости; *7* — ресивер линейно-дренажный; *8* — ресивер дренажный; *9* — теплообменник; *10* — промежуточный сосуд; *11* — электронасосный агрегат; *12* — конденсатор воздушного охлаждения

Рис. I—5. План холодильной станции с абсорбционными водоаммиачными агрегатами: →

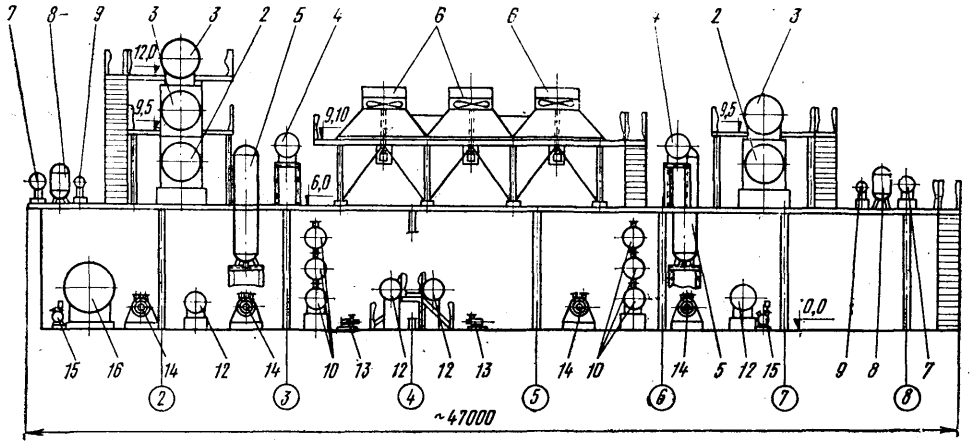
1 — элемент генератора; *2* — ресивер абсорбера; *3* — элемент абсорбера; *4* — дефлегматор; *5* — колонна ректификационная; *6* — конденсатор воздушного охлаждения; *7* — переохладитель газовый; *8* — воздухоотделитель; *9* — переохладитель водяной; *10* — теплообменник; *11* — ресивер конденсатора; *12* — ресиверная емкость; *13* — насос для флегмы; *14* — насос растворный; *15* — насос вакуумный; *16* — ресивер дренажный

План на отметке 6,00



План на отметке 0,0

I-I



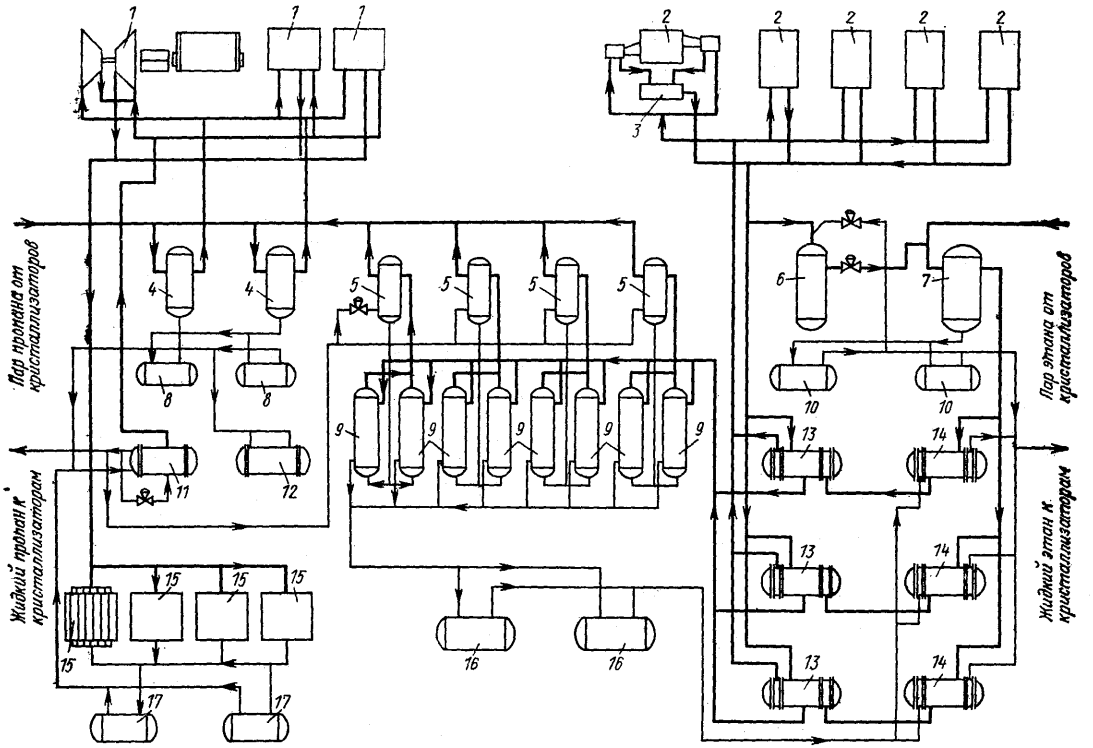


Рис. I—6. Схема каскадной холодильной установки для глубокой депарафинизации масел:
1 — пропановый центробежный агрегат АТКП-435; *2* — этановый поршневой компрессор ЭО-300П; *3* — гаситель пульсации; *4* — отделитель жидкости пропановый; *5* — отделитель-питатель пропановый; *6* — регулятор производительности этановый; *7* — отделитель жидкости этановый; *8* — ресивер дренажный пропановый; *9* — испаритель-конденсатор; *10* — ресивер дренажный этановый; *11* — промежуточный сосуд; *12* — ресивер дренажный пропановый; *13* — теплообменник «пар—пар»; *14* — теплообменник «пар—жидкость»; *15* — конденсатор воздушного охлаждения; *16* — ресивер линейный этановый; *17* — ресивер линейный пропановый

(трансформаторное, некоторые автомобильные, авиационное и др.) процесс осуществляется в установках глубокой депарафинизации, обеспечивающих охлаждение продукта до —60÷÷—65°С. Температура кипения холодильного агента при этом составляет —70÷—76°С. На рис. I—6 изображена схема каскадной холодильной установки процесса глубокой депарафинизации масел с применением в нижнем каскаде этановых поршневых компрессоров оппозитивного типа ЭО-300П, в верхнем каскаде— пропановых центробежных агрегатов АТКП-435, обеспечивающих помимо конденсации этана промежуточный отбор холода на уровне кипения — 36°С.

Конденсация пропана осуществляется с помощью аппаратов воздушного охлаждения. Верхний и нижний каскады связаны между собой испарителем-конденсатором, представляющим собой кожухотрубный аппарат, в трубном пространстве которого кипит пропан, а в межтрубном конденсируется этан. В схему этанового цикла включены последовательно две группы теплообменников. В первой группе переохлаждается жидкий этан, выходящий из испарителей-конденсаторов, в результате теплообмена с холодными парами этана, поступающими из кристаллизаторов. Вторая группа обеспечивает перегрев паров этана перед всасыванием в компрессоры до необходимой температуры. В схему этанового цикла введен регулятор производительности, позволяющий байпасировать пары этана со стороны нагнетания на сторону всасывания. Сбив перегрева паров осуществляется вследствие вскипания части жидкого этана, подаваемого во входной патрубок аппарата. Регулирование холодопроизводительности по пропановому циклу осуществляется автоматической системой регулирования пропановых центробежных агрегатов. В схему этанового цикла включена также емкость, обеспечивающая прием всего количест-

ва этана при остановке и отеплении холодильной станции. В пропановый цикл включен промежуточный сосуд для переохлаждения жидкого пропана, идущего на питание испарителей-конденсаторов и пропановых кристаллизаторов. Жидкий пропан кипит в межтрубном пространстве аппарата при давлении промежуточного отбора центробежных агрегатов.

Холодопотребность на установках глубокой депарафинизации масел достигает 4700 кВт по низкотемпературному контуру охлаждения и 12 000 кВт по высокотемпературному (—25÷÷—35°С). В качестве холодильного оборудования используют в основном парокомпрессионные машины; наиболее распространенные здесь холодильные агенты — этан на нижней ступени каскада, пропан либо аммиак на верхней; система холодопотребления — непосредственное кипение хладагента в технологических аппаратах [10].

Обезмасливание гачей. Побочные продукты, получаемые в процессе депарафинизации масел (гачи), содержат в себе еще значительное количество масла. Чтобы получить из них товарный парафин-сырец с содержанием масла 0,5—1%, требуется его дальнейшая обработка. Обезмасливание гачей проводят на технологической установке, процессы и оборудование которой аналогичны процессам и оборудованию установки обычной депарафинизации, но протекают при более высоких температурах охлаждения. Используют как системы с непосредственным кипением холодильного агента при —10÷—18°С, так и системы с вторичным хладоносителем, охлажденным до —3÷—10°С. Холодопотребность установок обезмасливания гачей составляет от 300 до 4000 кВт. Основной тип применяемого оборудования — парокомпрессионные аммиачные машины с компрессорами поршневого типа для небольших установок и центробежными агрегатами для крупных установок.

Одним из методов получения парафина-сырца является метод, при котором жидкий продукт распыливается через форсунки в башню, продуваемую охлажденным воздухом. Уровень охлаждения при этом существенно выше и составляет 10—15°С.

Ниже описана автоматическая линия розлива и упаковки парафина. Расплавленный парафин температурой 70°С заливают в формы, размещенные на конвейере. Конвейер проходит через теплоизолированную камеру, продуваемую холодным воздухом начальной температурой 4°С. Парафин охлаждается, затвердевает и при температуре 25°С выходит из камеры. Камера имеет отсек, в котором размещен ребристый аммиачный воздухоохладитель с вентилятором. Жидкий холодильный агент подается в аппарат через отделитель жидкости. Расход холода на 1 кг продукта около 420 кДж.

Разделение ксилолов, выделение параксилола. В результате технологических процессов переработки нефти получают ксилолы — сырье для получения многих ценных продуктов. Процесс выделения из смеси ксилолов параксилола, используемого для выработки телефталевой кислоты, из которой в свою очередь получают лавсан, требует применения искусственного холода примерно тех же параметров, что и в установках глубокой депарафинизации масел. Охлаждение осуществляют в аппаратах с непосредственным охлаждением кипя-

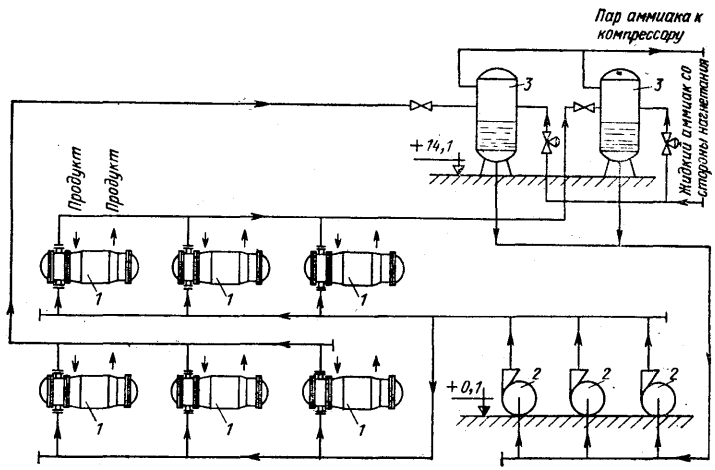


Рис. I—7. Схема охлаждения реакторов жидким переохлажденным аммиаком:

1 — реактор; *2* — насос для аммиака; *3* — отделитель аммиака

щим холодильным агентом, используя каскадные холодильные машины. Температурный уровень кипения холодильного агента в нижнем каскаде составляет от —65 до —85°С, в верхнем — от —25 до —36°С. Суммарная потребность в холоде по двум каскадам составляет 3300—5800 кВт. В качестве холодильных агентов применяют в нижнем каскаде этан, этилен, в верхнем — аммиак, пропан, пропилен.

Основное холодильное оборудование в процессах разделения ксилолов — этановые поршневые компрессоры оппозитного типа, центробежные агрегаты, работающие на углеводородах и аммиаке.

Производство присадок к смазочным маслам. Искусственный холод применяют для предварительного охлаждения исходного продукта до —40°С и проведения основной части технологического процесса, осуществляемой в специальных реакторах периодического действия.

Режим работы реакторов характеризуется резким изменением тепловыделений в процессе реакции (2—3 ч); при этом необходимым условием протекания реакции является постоянство температурного режима на требуемом уровне (—45°С). Для выравнивания нагрузок по холоду пики в отдельных аппаратах сдвигают относительно друг друга.

Для охлаждения реакторов используют жидкий переохлажденный аммиак, применяемый в качестве хладоносителя [9]. Жидкий аммиак, охлажденный до —50°С, подается насосами в реакторы (рис. I—7) из сепаратора, установленного на повышенной отметке, что обеспечивает отсутствие вакуума на всасывании насосов. Отепленный аммиак из реакторов поступает в сепаратор, пройдя дроссельный вентиль, установленный перед сепаратором в целях предотвращения вскипания аммиака в реакторах. В сепараторе происходит разделение аммиака на фазы, при этом пар аммиака отводят на всасывание компрессоров. Общая холодопотребность процесса составляет в среднем 1050 кВт. В качестве основного холодильного оборудования применяют поршневые либо винтовые аммиачные компрессоры.

Каталитический крекинг. В газовом блоке установок каталитического крекинга требуется охлаждение нестабильного бензина и абсорбента до 5—10°С. Потребность в холоде составляет 2900—9300 кВт. Для охлаждения продукта применяют в основном пропановые газомотокомпрессоры и центробежные агрегаты. В качестве теплообменных аппаратов используют кожухотрубные испарители горизонтального типа с кипением холодильного агента в межтрубном пространстве.

Производство катализаторов. Для охлаждения растворов жидкого стекла, сернокислого алюминия и формовочного масла, применяемых при производстве алюмосиликатного микросферического катализатора, используют искусственный холод на уровне температуры кипения холодильного агента —4÷—10°С. Технологические потоки охлаждаются в теплообменниках с использованием вторичного хладоносителя. Холодильным агентом служит аммиак. Потребность в холоде составляет 1400 кВт при производительности технологической линии 9000 т готового катализатора в год. В качестве основного холодильного оборудования применяют поршневые и винтовые аммиачные компрессоры.

Сернокислотное алкилирование. Процесс алкилирования изобутана пропиленом и бути-

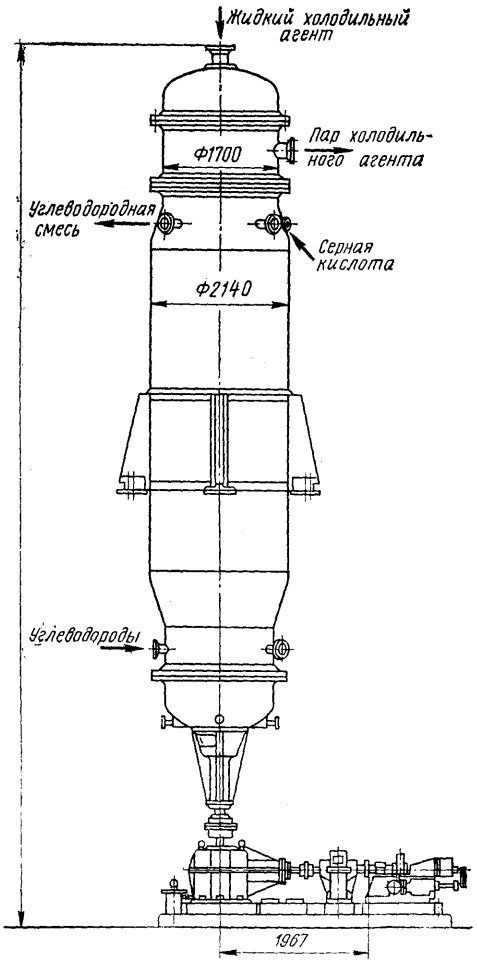


Рис. I—8. Контактор

ленами в присутствии катализатора — серной кислоты — предназначен для получения алкилата — высокооктанового компонента бензина. Реакция алкилирования идет при температуре от 0 до 10°С с выделением теплоты, поэтому необходимо искусственное охлаждение. Расход холода составляет около 1680 кДж на 1 кг алкилата при температуре кипения холодильного агента —10°С. На ряде действующих объектов холодильным агентом служит аммиак. Вновь проектируемые установки используют вместо аммиака основной продукт реакции изобутан. Холодильный цикл с изобутаном аналогичен аммиачному. Реакция алкилирования идет в технологических аппаратах-контакторах (рис. I—8). Аппарат барабанного типа, вертикальный; внутри него размещены теплообменные трубки, в которых кипит холодильный агент. Образующийся пар холодильного агента отводится на всасывание к компрессорам. Исходный продукт подают в нижнюю часть аппарата, серную кислоту — в верхнюю. Необходимый контакт между ними поддерживается с помощью механической мешалки.

ГАЗОВАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

При подготовке газа к транспортировке и в процессах переработки нефтяных и природных газов газоконденсатных месторождений широко применяют искусственный холод. Помимо внешних холодильных циклов используют внутренние, в которых холод получают в самой схеме переработки газа (например, при дросселировании жидких технологических потоков или при расширении газа), а также комбинированные холодильные циклы. Холодильными агентами во внешних циклах служат, как правило, углеводороды, получаемые при переработке газа: пропан, этан. Сравнительно редко применяют аммиак.

На новых газоперерабатывающих заводах строят комбинированные установки, на которых совмещается несколько технологических процессов. Потребность в холоде на таких производствах измеряется десятками тысяч киловатт и требует создания высокопроизводительного оборудования.

Характерными особенностями холодильного оборудования, применяемого в газовой промышленности, являются: большая единичная производительность; широкое применение газовых и паровых приводов компрессоров; преимущественное использование аппаратов воздушного охлаждения в качестве конденсаторов холодильного агента, межступенчатых холодильников и пр.

Подготовка газа к транспортировке. Газ, поступающий непосредственно из скважин, содержит механические примеси, воду и ценное сырье — углеводородный конденсат.

При транспортировке газа наличие в нем кристаллогидратов (соединения воды и углеводородов) и конденсата может стать причиной нарушения режима эксплуатации газопровода и возникновения аварийной ситуации.

Один из самых распространенных методов обработки газа перед транспортированием — метод низкотемпературной сепарации газа. Образование жидкости в газопроводе может быть исключено снижением температуры точки росы газа ниже минимальной температуры в газопроводе. При выборе предела охлаждения учитывают температурные условия, в которых может оказаться транспортируемый газ в различное время года. Согласно ОСТ 51.40—74 температуру транспортируемого газа для умеренной и жаркой климатических зон понижают до —5÷—10°С, для холодной зоны — до —20÷—25°С при давлении газа 5,5 МПа.

Наиболее простой метод охлаждения природного газа на промыслах — использование избыточного пластового давления, срабатываемого в дроссельном устройстве (штуцере). Однако по мере истощения запасов газового месторождения давление в газоносных слоях падает. Для продления срока работы установок низкотемпературной сепарации без ввода внешнего цикла охлаждения могут быть использованы турбохолодильные агрегаты, включающие турбодетандер и компрессор. Турбохолодильный агрегат, в котором газ расширяется с совершением внешней работы, позволяет получить необходимую температуру сепарации при более низком начальном давлении газа, чем при дросселировании в штуцере.

При переводе систем низкотемпературной сепарации на искусственное охлаждение с помощью холодильных машин выбирают систему холодоснабжения и определяют тип холодильного оборудования с учетом специфики промысла. Основное холодильное оборудование для систем подготовки газа к транспортировке — центробежные агрегаты и газомотокомпрессоры, работающие на пропане, реже — на аммиаке.

В одной из первых холодильных аммиачных установок (рис. I—9, I—10) для подготовки природного газа к транспортировке по газовой магистрали газ охлаждается в аппаратах непосредственного кипения аммиака при —23°С. Аммиак сжимается в двухступенчатых газомотокомпрессорах 10ГК 2/1,5-17,4. Станция включает 5 рабочих компрессоров и 1 резервный. Суммарная холодопроизводительность рабочих машин 8900 кВт.

Необходимость транспортировки газа по магистральным газопроводам в районах с многолетней мерзлотой требует решения проблемы дополнительного охлаждения газа после сжа-

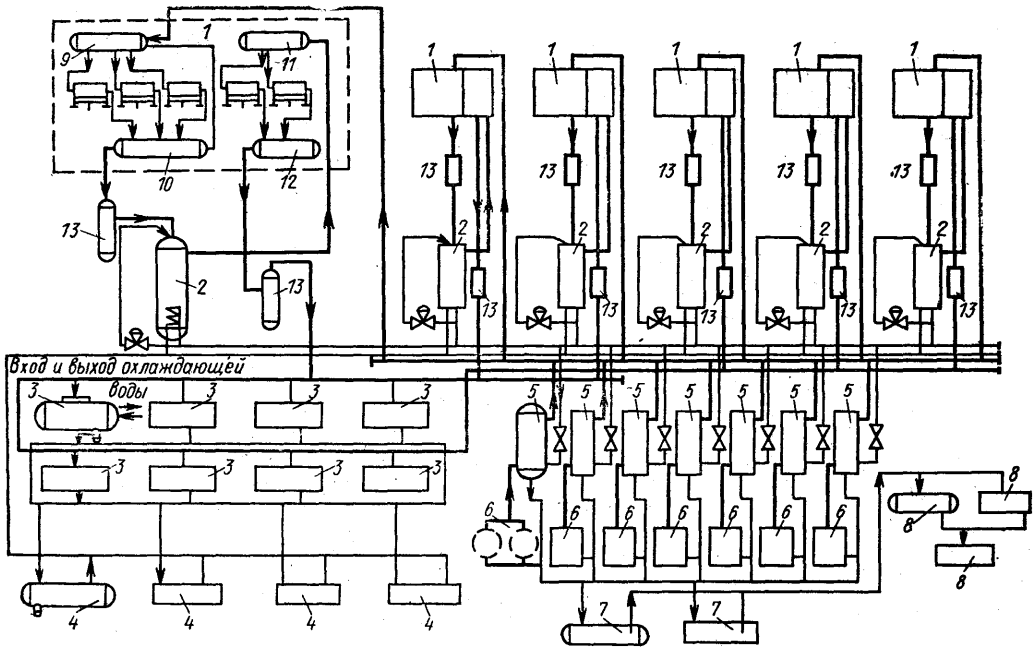


Рис. I—10. План аммиачной холодильной установки для охлаждения природного газа:

1 — двухступенчатый газомотокомпрессор 10ГК2/1,5-17,4; *2* — промежуточный сосуд; *3* — конденсатор кожухотрубный; *4* — ресивер линейный; *5* — отделитель жидкости; *6* — испаритель-холодильник; *7* — ресивер дренажный; *8* — резервуар хранения жидкого аммиака; *9* — гаситель пульсации низкого давления; *10* — гаситель пульсации промежуточного давления ЦНД; *11* — гаситель пульсации промежуточного давления ЦВД; *12* — гаситель пульсации высокого давления; *13* — маслоотделитель

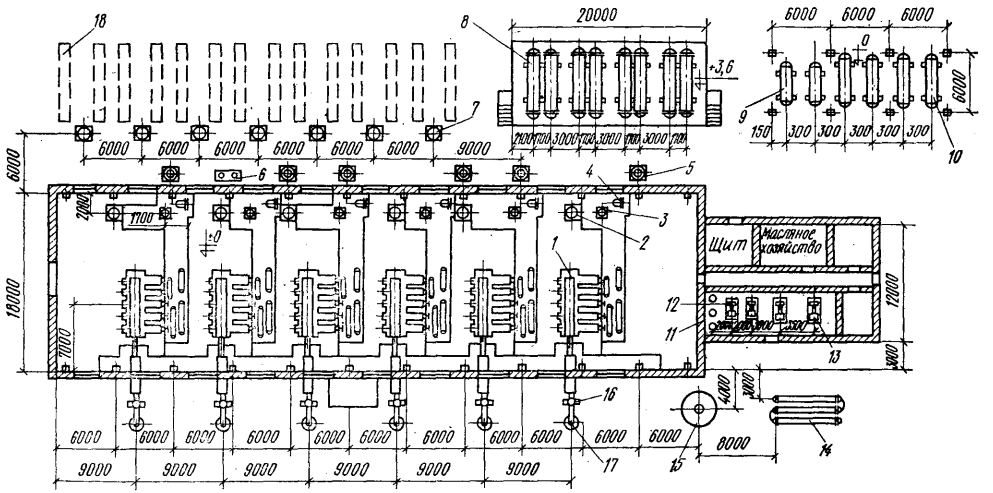


Рис. I—10. План аммиачной холодильной установки для охлаждения природного газа:

1 — двухступенчатый газомотокомпрессор 10ГК2/1,5-17,4; *2* — промежуточный сосуд; *3, 5* — маслоохладители; *4* — грязеуловитель; *6* — маслосборник; *7* — отделитель жидкости; *8* — конденсатор кожухотрубный; *9* — ресивер дренажный; *10* — ресивер линейный; *11* — баллон пускового воздуха; *12* — компрессор воздушный; *13* — насос; *14* — холодильник; *15* — расширительный бак; *16* — глушитель выхлопных газов; *17* — воздухоочиститель; *18* — испаритель

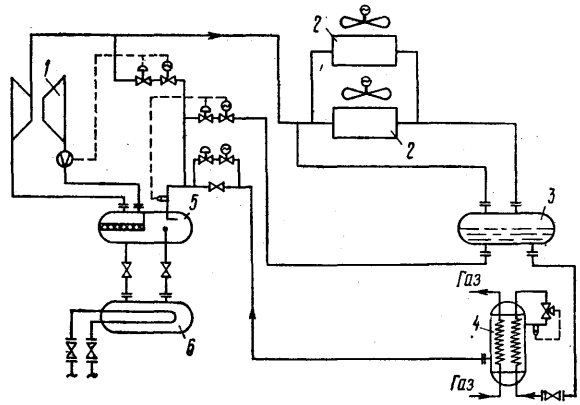


Рис. I—11. Схема холодильной установки для охлаждения газа до температуры грунта:

1 — центробежный агрегат, работающий на неазеотропной смеси АТП5-16/1; *2* — конденсатор воздушного охлаждения; *3* — ресиверная емкость; *4* — испаритель; *5* — отделитель жидкости; *6* — подогреватель

тия в нагнетателях промежуточных компрессорных станций, расположенных на трассе газопровода. Температура газа после сжатия в нагнетателях и охлаждения в аппаратах воздушного охлаждения составляет около 40°С.

Для исключения влияния теплопритоков от проложенного в земле газопровода на окружающий массив грунта и обеспечения устойчивости конструкции газопровода температуру газа понижают до —2÷—3°С. При таком значительном снижении температуры охлаждаемого газа целесообразно использование в качестве холодильного агента неазеотропной смеси веществ с различной нормальной температурой кипения [5, 18]. В этом случае существенно уменьшается средняя разность температур между потоками в испарителе, что приводит к снижению необратимых потерь и сокращению затрат энергии на выработку холода. Кроме того, применение смеси позволяет увеличить среднюю разность температур в конденсаторах и сократить теплообменную поверхность этих аппаратов, что весьма существенно при воздушном охлаждении.

Холодильная установка (рис. I—11) для охлаждения газа до температуры грунта на трассе, проходящей в районе Уренгой — Надым, включает специально разработанный для газовой промышленности центробежный агрегат АТП5-16/1, работающий на неазеатропной смеси, состоящей из 60% пропана и 40% бутана. Как видно из схемы, установка имеет ряд особенностей по сравнению с обычной холодильной установкой. Жидкий холодильный агент перед подачей его в испаритель переохлаждают кипящим в испарителе холодильным агентом низкого давления.

Конструкция отделителя жидкости, установленного перед всасыванием в компрессор, также отличается от конструкции аналогичных аппаратов, работающих на чистых холодильных агентах. Во избежание дебутанизации смеси предусматривают довыпаривание жидкого бутана, который может попадать в отделитель жидкости при переполнении испарителя и выходе из него влажного пара. Аппарат связан с постоянно подключенным к работе выпаривателем, к которому подводятся либо теплый жидкий холодильный агент после конденсаторов, либо горячая вода. В остальном рассматриваемая схема холодильной установки ничем не отличается от обычной схемы с одноступенчатым сжатием холодильного агента. Холодопроизводительность центробежного агрегата в режиме неизотермического кипения от +5 до —10°С составляет 18,6 МВт. Привод компрессора выполнен в двух модификациях: от электродвигателя и от газовой турбины. Потребляемая агрегатом мощность в расчетном режиме 6300 кВт. Энергетические показатели цикла на пропан-бутановой смеси выше по сравнению с показателями аналогичного пропанового цикла примерно на 7—10%.

Процессы переработки газа. Один из основных процессов, применяемых при переработке газа,— процесс низкотемпературной конденсации газа, основанный на различии температур конденсации компонентов, входящих в состав газа. Извлечение того или другого компонента из газа требует создания определенного температурного уровня охлаждения в зависимости от состава и давления газовой смеси. По числу ступеней сепарации современные схемы низкотемпературной конденсации делятся на одно-, двух- и трехступенчатые. На каждой ступени из газовой смеси выводится жидкая фаза. Используют самые разнообразные варианты схем с внутренними и внешними холодильными циклами. Внешние циклы могут быть с одноступенчатыми, двуступенчатыми и каскадными холодильными установками с применением однокомпонентных (чистых) и многокомпонентных холодильных агентов.

Принципиальная технологическая схема за-

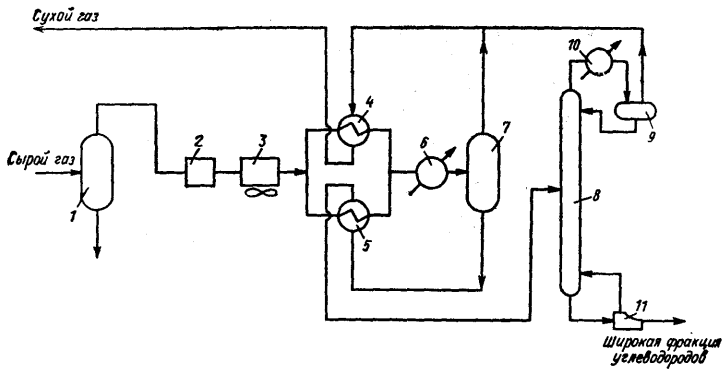


Рис. I—12. Принципиальная технологическая схема завода по переработке нефтяного газа:

1, 7 — сепараторы; *2* — компрессор; *3* — воздушный холодильник; *4, 5* — теплообменники; *6, 10* — пропановые испарители; *8* — деэтанизатор; *9* — рефлюксная емкость; *11* — рибойлер

вода, перерабатывающего нефтяной газ по способу низкотемпературной конденсации газа, представлена на рис. I—12 [7]. Нефтяной газ в отличие от природного выходит из скважин с низким давлением. Поскольку дроссель-эффект не может быть использован, охлаждение газа с самого начала ведут в основном с помощью холодильных машин. На основе представленной на рис. I—12 так называемой классической схемы разработаны все существующие модификации схем низкотемпературной конденсации. Данная схема имеет один внешний источник холода — пропановый холодильный цикл и один узел разделения (сепарации) двухфазной смеси. Сырой газ из трубопровода проходит сепаратор, где он очищается от примесей, и поступает на сжатие в компрессор. Сжатый до 3—4 МПа газ последовательно охлаждают до —20÷—35°С сначала в воздушных холодильниках, затем в рекуперативных теплообменниках. Затем в пропановых испарителях газ частично конденсируется и поступает в сепаратор, где отделяются сконденсированные углеводороды. Из верхней зоны сепаратора выходит сухой газ, который после регенерации его холода в теплообменнике дожимают и подают в магистральный газопровод. Из нижней части сепаратора выводится выпавший конденсат и после регенерации его холода в теплообменнике, где он нагревается до 20—30°С, подается в середину деэтанизатора (ректификационная колонна). Для технологического процесса, протекающего в деэтанизаторе, также используют пропановое охлаждение. Верхний продукт деэтанизатора — газовую смесь метана, этана и пропана (не более 5% об.) смешивают с сухим газом и подают в магистральный газопровод. Нижний продукт — широкую фракцию углеводородов, представляющую собой смесь пропана и более тяжелых углеводородов, используют для производства пропана, бутана, пентана и др.

Для более глубокого извлечения пропана (более 80%) из газа либо для извлечения этана и других углеводородов можно использовать схему двухступенчатой низкотемпературной конденсации с каскадным пропано-этановым холодильным циклом. Для извлечения этана при температуре охлаждения газа —80÷÷—100°С наиболее широко применяют схему с внешним пропановым циклом и внутренним циклом с турбодетандерными установками.

Внешние холодильные циклы, в основном пропановые, широко применяют и в переработке газа методом абсорбции, и при низкотемпературной ректификации, и при переработке газового конденсата, и в целом ряде других процессов газоперерабатывающей промышленности.

Принципиальная схема и планировочное решение пропановой холодильной станции [redacted] гелиевого завода приведены на рис. I—13 и I—14. Холод на температурном уровне —38°С требуется для охлаждения и частичной конденсации прямого потока природного газа и для охлаждения циклового азота высокого давления азотной холодильной установки. Помимо этого, для охлаждения и конденсации ряда тяжелых углеводородов используется искусственный холод на уровне —8°С. Станция включает три пропановых центробежных агрегата АТКП-335-2000 (в том числе один резервный) производительностью 3950 кВт каждый на высокий режим кипения и три центробежных агрегата (в том числе один резервный) АТП/5-5/3 производительностью 5800 кВт каждый, рассчитанные на низкие температуры. Компрессоры имеют привод от электродвигателей мощностью соответственно 2000 и 6300 кВт. Регулирование производительности центробежных агрегатов автоматическое путем поддержания давления всасывания с помощью входных направляющих аппаратов на каждой секции компрессора.

Для агрегатов АТП5-5/3 специально разра-

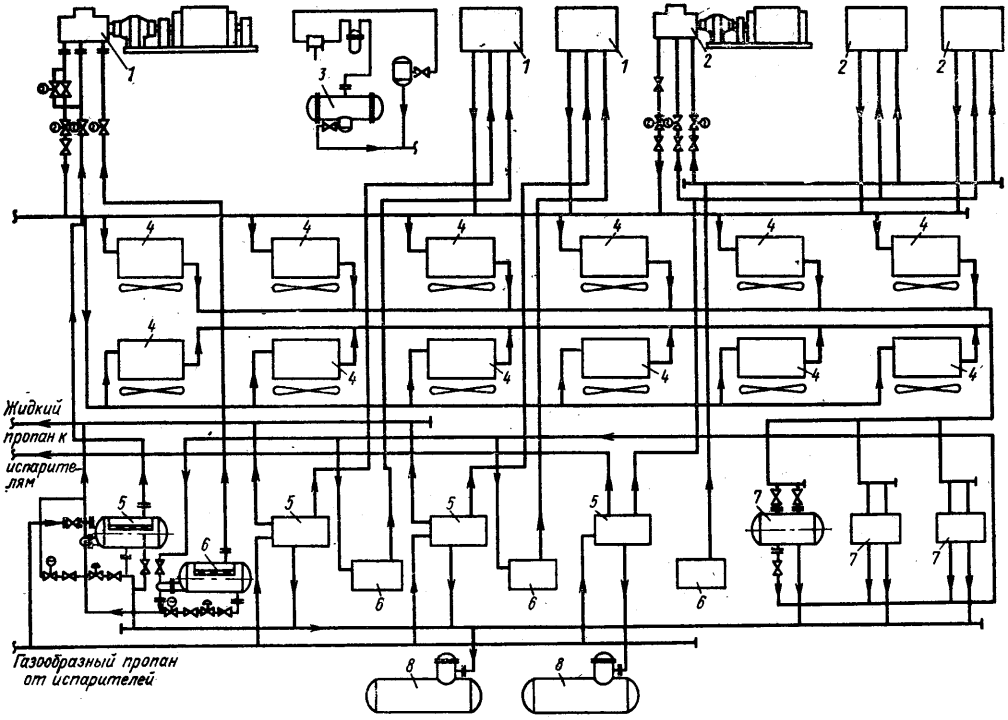


Рис. I—13. Схема пропановой холодильной установки гелиевого завода:
1 — центробежный агрегат АТП5-5/3; *2* — центробежный агрегат АТКП-335-2000; *3* — агрегат компрессорно-конденсаторный АКП-АУ-45; *4* — конденсатор воздушного охлаждения; *5* — отделитель жидкости; *6* — промежуточный сосуд; *7* — ресивер для пропана; *8* — подземная емкость

ботан блок аппаратов, включающих отделитель жидкости и промежуточный сосуд. Отделитель жидкости (рис. I—15) горизонтального типа с сепарирующими устройствами снабжен теплопередающей поверхностью для переохлаждения жидкого холодильного агента, используемого для питания испарителей. Чтобы предотвратить переполнение отделителей жидкости холодильным агентом, в схеме предусмотрен перелив его в заглубленную дренажную емкость. Потребление холода на уровне температур кипения пропана (—36÷—38°С) происходит в вертикальных кожухотрубных теплообменниках (рис. I—16) с витыми трубами, входящих в состав технологического блока. Регулирование подачи жидкого пропана в межтрубное пространство испарителя автоматическое по уровню жидкости в питателе-отделителе.

Помимо широко применяемых пропановых холодильных центробежных агрегатов на ряде предприятий в эксплуатации находятся газомотокомпрессоры, работающие на пропане, аммиаке и этане. Газомотокомпрессор (рис. I—17) предназначен для совместного сжатия этана (одна ступень) и аммиака (две ступени). Мощность газового привода компрессора 735 кВт.

На некоторых производствах, перерабатывающих нефтяной газ, в эксплуатации находятся холодильные станции с поршневыми аммиачными одноступенчатыми оппозитными компрессорами АО-1200. Холодильные машины работают в режиме кипения —10°С. Холодильный агент конденсируется в кожухотрубных аппаратах, охлаждаемых водой, кипение его осуществляется в межтрубном пространстве кожухотрубных испарителей горизонтального типа. В трубное пространство аппарата поступает газ, из которого при охлаждении конденсируется бензиновая фракция.

Для газоперерабатывающих заводов перспективно применение теплоиспользующих абсорбционных машин, поскольку технологические процессы на таких заводах характеризуются наличием значительного количества вто-

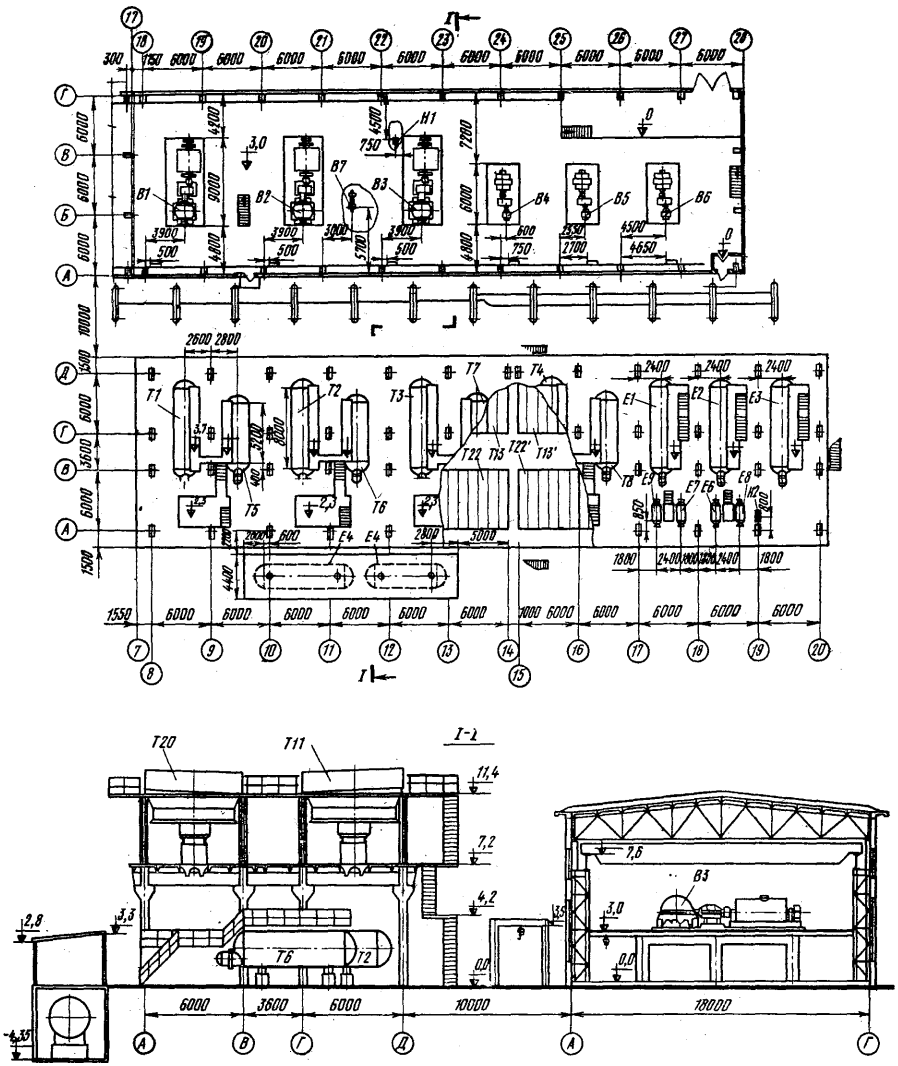


Рис. I—14. План пропановой холодильной установки гелиевого завода:
B1—B3 — центробежный агрегат АТП5-5/3; *B4—B6* — центробежный агрегат АТКП-335-2000; *B7* — компрессорно-конденсаторный агрегат АКП-АУ-45; *H1—H2* — насосный агрегат; *T1—T4* — отделитель жидкости; *T5—T8* — промежуточный сосуд; *T11, T13, T13', T20, T22* и *T22'* — конденсатор воздушного охлаждения; *E1—E3* — ресивер для пропана; *E6—E8* — маслособиратель; *E9* — сепаратор выброса от ПК; *E4* — подземная емкость

ричных энергетических ресурсов. Исследования [8] показывают, что вся потребность технологических процессов в холоде на некоторых газоперерабатывающих заводах может быть обеспечена абсорбционными машинами, использующими вторичные энергетические ресурсы. Применение этих машин на производствах газовой промышленности сдерживается в основном значительной потребностью в охлаждающей воде.

Сжижение природного газа. Производство сжиженного природного газа позволяет решить проблему регулирования пиковых неравномерностей газопотребления в крупных промышленных районах, экспортировать газ морским транспортом, эффективно использовать

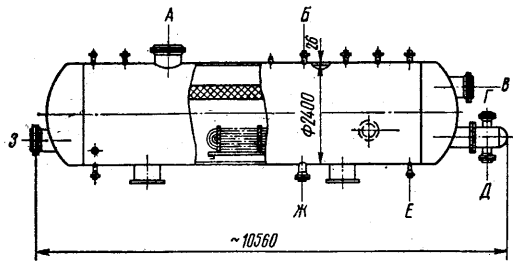


Рис. I—15. Пропановый отделитель жидкости — переохладитель жидкого пропана:

А — выход газа; *Б* — для предохранительного клапана; *В* — вход газа; *Г, Д* — вход (выход) жидкости; *Е* — вход инертного газа; *Ж* — вход (слив) жидкости; *З* — люк

сжиженный природный газ в ряде отраслей промышленности. Уровень охлаждения газа при сжижении зависит от системы его потребления. Если сжиженный газ вырабатывают в целях его перевозки морским транспортом или для изотермического хранения, газ охлаждают до температуры, близкой к нормальной температуре кипения метана (около —162°С).

Технологические схемы установок сжижения природного газа (СПГ) различаются прежде всего принятым холодильным циклом [13]. В установках применяют разновидности холодильных циклов с дросселированием, детандерные холодильные циклы, каскадные циклы с чистыми холодильными агентами, а также однопоточные каскадные циклы с холодильным агентом, представляющим собой многокомпонентную смесь.

Циклы, основанные только на дросселировании газа, не получили широкого применения из-за значительных необратимых потерь; имеется лишь несколько небольших установок, использующих этот цикл. Улучшения показателей дроссельных циклов достигают путем многоступенчатого дросселирования и введения внешнего холодильного цикла охлаждения.

Каскадные холодильные циклы с применением чистых холодильных агентов широко используют благодаря высоким энергетическим показателям и надежности в эксплуатации. Поскольку в качестве холодильных агентов применяют в основном углеводороды, подбор холодильных агентов по каскадам производят, исходя из условия обеспечения рабочего давления в контуре выше атмосферного. Для сжижения природного газа обычно применяют схему из трех каскадов. Для верхнего каскада используют пропан, пропилен, реже аммиак, диапазон температур кипения в этом каскаде —30÷—45°С; для среднего каскада используют этан, этилен с температурами кипения —80÷—100°С, для нижнего каскада применяют метан. Температуру кипения холодильного агента нижнего каскада выбирают с учетом критической температуры сжижаемого газа и условий дальнейшего его использования.

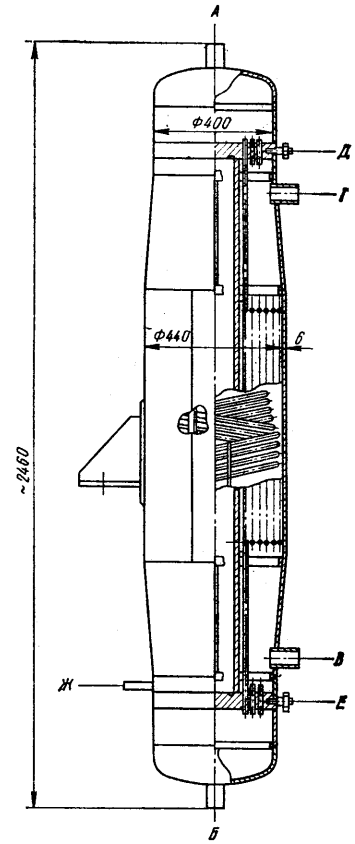


Рис. I—16. Теплообменник кожухотрубный с витыми трубами:

А — вход охлаждаемой среды; *Б* — выход охлаждаемой среды; *В* — вход охлаждающей среды (холодильного агента); *Г* — выход пара холодильного агента; *Д* — сдувка воздуха при гидроиспытании; *Е* — слив воды после гидроиспытания; *Ж* — сдувка

Принципиальная схема сжижения газа по каскадному циклу одного из крупных заводов показана на рис. I—18. Холодильный цикл состоит из трех замкнутых циклов (пропанового, этиленового и метанового) и разомкнутого цикла природного газа; почти весь газ, поступающий в систему (93%), сжижается. Используются девять ступеней охлаждения: две — в пропановом цикле, четыре — в этиленовом и три ступени — в метановом. Переохлажденный поток сжиженного газа дросселируется до давления, близкого к атмосферному,

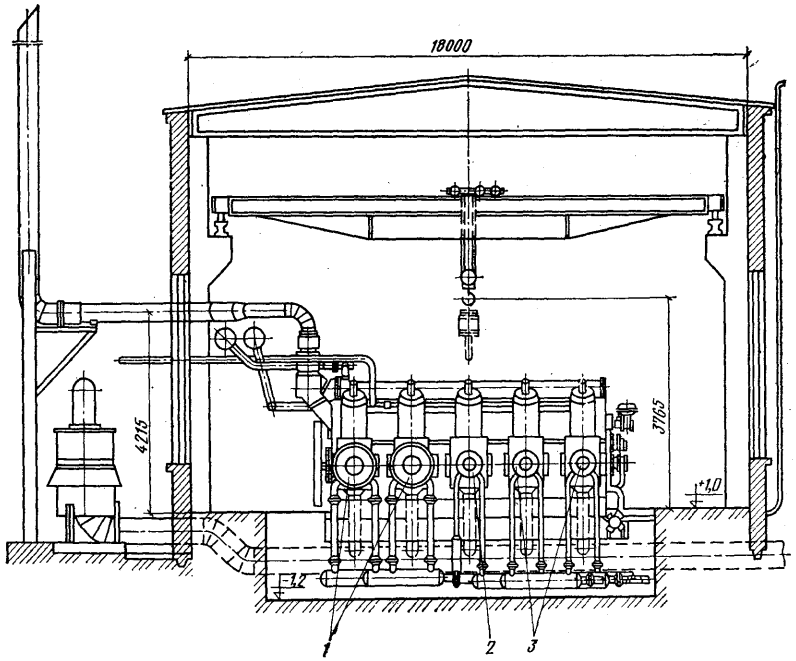


Рис. I—17. Газомотокомпрессор для совместного сжатия аммиака и этана:
1 — цилиндры этановые; *2* — цилиндр аммиачный высокого давления; *3* — цилиндры аммиачные низкого давления

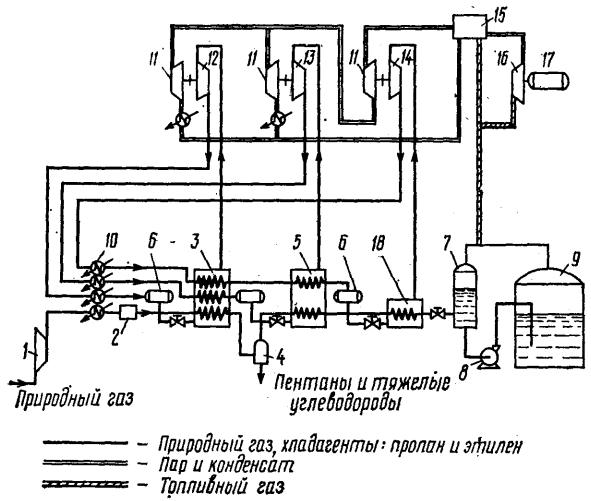


Рис. I—18. Каскадная схема для сжижения природного газа:
1 — компрессор природного газа; *2* — секция подготовки сырьевого газа; *3* — теплообменники, охлаждаемые пропаном; *4* — сепаратор жидкости; *5* — теплообменники, охлаждаемые этиленом; *6* — ресивер; *7* — испарительный барабан; *8* — насос для сжиженного природного газа; *9* — хранилище сжиженного газа; *10* — теплообменники, охлаждаемые морской водой; *11* — паровая турбина; *12* — компрессор для пропана; *13* — компрессор для этилена; *14* — компрессор для метана; *15* — котельная установка; *16* — газовая турбина; *17* — генератор; *18* — теплообменник метана

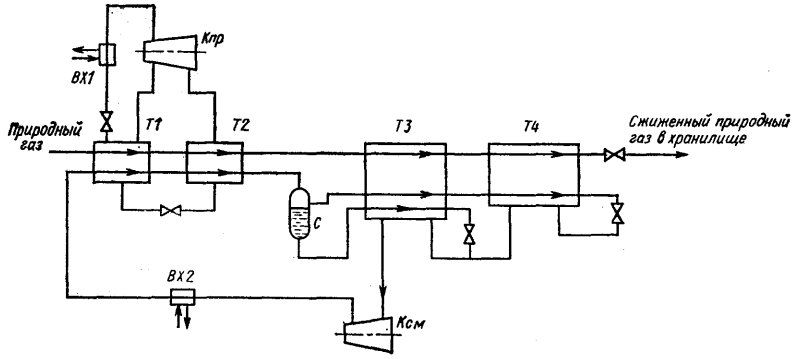


Рис. I—19. Принципиальная схема установки сжижения природного газа:
Кпр — пропановый компрессор; *Ксм* — компрессор для смеси холодильных агентов; *ВХ1, ВХ2* — водяные холодильники; *Т1, Т2, Т3, Т4* — теплообменники; *С* — сепаратор

и через сепаратор направляется в хранилище. Образующиеся в результате дросселирования пары (метан) поступают на сжигание в котельную. Получаемый в котельной водяной пар служит источником энергии для паротурбинных приводов центробежных компрессоров, при этом пар высокого давления используется для привода метанового компрессора, а затем поступает к приводам этиленового и пропанового компрессоров. Конденсация пропана и приводного пара производится в холодильниках, охлаждаемых морской водой.

Однако, несмотря на самый высокий КПД, классический каскадный цикл в настоящее время используется в установках сжижения газа сравнительно редко из-за сложности схемы, большого числа теплообменных аппаратов и необходимости применения разнотипных компрессоров для сжатия холодильных агентов.

Схемы на основе детандерных холодильных циклов применяют в основном в установках регулирования пиковых нагрузок газопотребления. Эффективность цикла повышается путем предварительного охлаждения газового потока, направляемого в детандер. Здесь могут быть применены пропановые циклы; еще более эффективно применение каскадных пропан-этановых установок либо применение внешнего цикла охлаждения на смесях холодильных агентов. Однопоточные каскадные циклы сжижения газа с применением смесей холодильных агентов наиболее широко применяются в настоящее время за рубежом. В качестве холодильного агента используют многокомпонентную смесь углеводородов с азотом. Компоненты подбирают с учетом давления сжижаемого газа, его состава, начальной и конечной температур охлаждения.

Принципиальная схема отечественной установки сжижения, входящей в комплекс по производству, хранению и регазификации сжиженного природного газа, показана на рис. I—19. Схема включает предварительное пропановое охлаждение, необходимость в котором обусловлена особенностями работы центробежного компрессора К-380-102-2, сжимающего смесь. Смесь холодильных агентов сжимается в компрессоре до 4,2 МПа, охлаждается в водяном холодильнике и при температуре 35°С поступает в испарители пропановой холодильной установки, где охлаждается до 0°С. Пропановая установка включает центробежные агрегаты АТКП-335-2000, работающие при температурах кипения —8÷—10°С. После пропанового испарителя паровая и жидкостная фазы смеси разделяются в сепараторе и отдельными потоками направляются в рекуперативные теплообменники, переохлаждаются в них и дросселируются до давления всасывания. После рекуперации холода смесь в газообразном состоянии подается в компрессор. Как видно из схемы, установка включает небольшое количество оборудования с одним одноступенчатым компрессором, сжимающим смесь, что является основным преимуществом каскадных однопоточных циклов сжижения.

В установках, основанных на классических каскадных циклах, применяют в основном кожухотрубные теплообменники-испарители горизонтального или вертикального типа с кипением холодильного агента в межтрубном пространстве. В установках сжижения, основанных на циклах с применением смеси холодильных агентов, используют в основном вертикальные, как правило многопоточные, теплообменные аппараты с витыми трубками. Внутри труб охлаждается и конденсируется смесь холодильных агентов и природный газ, в межтрубном пространстве кипят различные фракции многокомпонентного холодильного агента.

В некоторых установках сжижения, включая установки высокой производительности, в настоящее время применяют теплообменные аппараты пластинчато-ребристой сварной конструкции из специальных алюминиевых сплавов. Основное оборудование внешних холодильных циклов установок сжижения природного газа — центробежные компрессорные агрегаты и газомотокомпрессоры, работающие на углеводородах.

Заводы и установки сжиженного природного газа включают, как правило, изотермические хранилища. Газ, образующийся при испарении в результате теплопритоков, а также при дросселировании потока сжиженного природного газа, во время заполнения хранилища используется на собственные нужды предприятия как топливо либо направляется в холодильную установку для повторного сжижения. Аналогично хранилищам сжиженного природного газа оборудуют хранилища для продуктов газопереработки, например изотермические хранилища сжиженного пропана, который хранится при —40°С. Пропановые хранилища оборудуют компрессорными станциями; образующийся пар пропана сжимают и затем конденсируют.

При регазификации сжиженного природного газа низкотемпературный потенциал его может быть полезно использован, что значительно улучшает технико-экономические показатели систем сжижения газа. Перспективным направлением является использование холода сжиженного природного газа в различных установках низкотемпературного газоразделения. В зарубежной практике осуществлен ряд проектов использования холода, выделяющегося при регазификации сжиженного природного газа, в воздухоразделительных установках, производящих азот и кислород. При этом существенно снижаются энергетические затраты на процессы сжижения и разделения воздуха.

Транспортировка охлажденного и сжиженного природного газа. Для транспортировки газа в объемах, измеряемых десятками миллиардов кубометров в год, применяют магистральный газопровод диаметром 1420 мм, рассчитанный на рабочее давление 7,5 МПа и температуру —15°С. Поскольку использование трубопровода большего диаметра связано с необходимостью коренного перевооружения строительной отрасли, увеличение пропускной способности магистральных газопроводов возможно только путем повышения давления газа до 10—12 МПа и понижения его температуры. Охлаждение газа до —20÷—30°С позволяет увеличить пропускную способность газопровода при давлении 10—12 МПа на 22—30%, охлаждение до —60÷—70°С — на 150% [12]. Еще больший эффект достигается при сжижении газа. Производительность трубопровода при температуре сжиженного природного газа —100÷—120°С и давлении 5,5 МПа в 3—4 раза выше по сравнению с производительностью газопровода, транспортирующего умеренно охлажденный газ при том же давлении. Зона экономической эффективности транспортировки охлажденного (до —60÷—70°С) газа в объеме около 100 млрд. м³/год определяется протяженностью трассы в пределах 2000—2500 км. При большей протяженности трассы предпочтительна транспортировка сжиженного природного газа. Примерная потребность в холоде при охлаждении газа до —67°С для газоперерабатывающей установки мощностью 20 млрд. м³/год достигает для головного сооружения 300 тыс. кВт, для промежуточных компрессорных станций — до 50 тыс. кВт. На холодильных станциях такой мощности необходимо использование высокопроизводительных компрессоров с приводом от газовых либо паровых турбин.

ХИМИЧЕСКАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

Химическая промышленность характеризуется разнообразием производств, таких, как азотное производство, производство этилена, фармацевтических и биохимических препаратов и др. Вследствие разнообразия условий поддержания тепловых режимов в аппаратах различных производств в химической промышленности в равной степени широко распространены как системы с непосредственным охлаждением кипящим холодильным агентом, так и системы с хладоносителем. Многообразие систем холодопотребления определяет применение различных типов холодильных машин, начиная с небольших поршневых вертикальных компрессоров и кончая крупными центробежными компрессорными агрегатами производительностью в несколько тысяч киловатт. В химической промышленности широко применяют абсорбционные машины, использующие теплоту технологических процессов либо теплофикационные отборы ТЭЦ.

Азотное производство. Основные потребители искусственного холода в этой отрасли — предприятия синтеза аммиака и некоторые производства азотной кислоты. Холодильным агентом во всех процессах охлаждения служит аммиак — продукт азотного производства. Охлаждение технологического продукта либо промежуточного хладоносителя осуществляется, как правило, в аппаратах кожухотрубного типа с кипением холодильного агента в межтрубном пространстве.

Современные технологические линии производства аммиака мощностью 400—450 тыс. т жидкого аммиака в год используют искусственный холод в количестве около 23 000 кВт (20 Гкал/ч) на нескольких температурных

уровнях охлаждения продукта с применением систем непосредственного кипения холодильного агента в технологических аппаратах. Основная часть холода в производстве аммиака потребляется агрегатом синтеза для конденсации аммиака из азотно-водородно-аммиачной смеси высокого давления на уровне температуры кипения холодильного агента (—10÷—12°С), а также для конденсации аммиака из танковых и продувочных газов на уровне температуры кипения холодильного агента —30÷—34°С. Высоконапорный многоступенчатый компрессор азотно-водородно-аммиачной смеси требует межступенчатого охлаждения на температурном уровне 1°С. Поскольку большинство производств включает изотермические хранилища аммиака, одновременно с процессом получения аммиака требуется его охлаждение до температуры насыщения при абсолютном давлении 100 кПа, т. е. примерно до —34°С. Поступающий в холодильную установку синтезированный жидкий аммиак в количестве около 60 т/ч имеет начальную температуру от 16 до 20°С. Охлаждение его до —34°С ведется методом ступенчатого дросселирования в аппаратах бесповерхностного типа. Образующийся при дросселировании газообразный аммиак смешивается в холодильном цикле с парами холодильного агента (разомкнутый цикл). В этом состоит основная особенность системы холодопотребления современных аммиачных производств. Одновременно с охлаждением продукционный жидкий аммиак очищается от растворенных в нем неконденсирующихся газов, которые выделяются из аммиака при его дросселировании. В связи с этим холодильные станции оборудуются дополнительной системой отвода неконденсирующихся газов.

Основное холодильное оборудование в крупнотоннажных производствах аммиака — теплоиспользующие абсорбционные водоаммиачные машины и аммиачные центробежные компрессорные агрегаты. В качестве источника энергии используются конвертированный газ температурой 140°С и парогазовая смесь температурой 126°С, а также водяной пар давлением до 0,7 МПа. Вариант решения холодильной установки выбирается с учетом теплового баланса конкретного производства. Типы холодильных установок линий производства аммиака мощностью 400—450 тыс. т/год, находящиеся в эксплуатации в настоящее время, приведены ниже.

Вариант 1 Абсорбционные водоаммиачные машины (температура кипения +1, —10 и —30°С, холодопроизводительности соответственно 2,9, 7 МВт и 580 кВт)
Центробежные компрессорные агрегаты АТКА-545 (температура кипения — 10°С, суммарная холодопроизводительность 10,2 МВт)

Вариант 2 Трехизотермные центробежные компрессорные агрегаты ТАТКА-545/345 (температура кипения +13, —12 и —34°С, суммарная холодопроизводительность 17,4 МВт)
Абсорбционные водоаммиачные машины (температура кипения +1 и —10°С, холодопроизводительность соответственно 2,9 и 7 МВт)

Вариант 3 Абсорбционные водоаммиачные машины (температура кипения +1, —12 и —34°С, холодопроизводительность соответственно 2,9, 16 2,3 МВт)

Принципиальная схема работы холодильной установки с двумя трехизотермными аммиачными центробежными компрессорными агрегатами ТАТКА-545/345, специально созданными для данного производства, показана на рис. 1—20. Агрегаты обеспечивают примерно половину холодопотребности установки синтеза на уровне температур кипения —10÷—12°С, всю потребность в холоде на уровне температур кипения —34°С и переохлаждение продукционного аммиака. Остальная нагрузка на уровне температур кипения —10°С и вся нагрузка на уровне +1°С снимаются абсорбционными машинами, работающими полностью на теплоте технологических процессов [22].

Производительность каждого центробежного агрегата суммарно по трем изотермам (+13, —12 и —34°С) при температуре конденсации 45°С составляет 8700 кВт. Установленная мощность электропривода 4000 кВт.

Установка работает по следующей схеме: на всасывание низкотемпературной ступени (—34°С) центробежных компрессоров поступают пар аммиака от агрегата синтеза (охлаждение продувочных и танковых газов), пар аммиака от переохлаждения (от —12 до —34°С) продукционного аммиака, пар аммиака от изотермического хранилища и отделителя неконденсатов. Поступивший на всасывание пар сжимается компрессорами до давления, соответствующего второй изотерме (—12°С), и поступает на всасывание во вторую секцию компрессоров. Одновременно на всасывание (изотерма —12°С), пройдя соответствующий расширитель-сепаратор, поступают пар аммиака от агрегата синтеза (охлаждение азотно-водородно-аммиачной смеси), пар от переохлаждения продукционного аммиака температурой +13 до —12°С и пар аммиака от второго отделителя неконденсатов. Пар сжимается в компрессоре до давления, соответствующего третьей изотерме (+13°С). Перед поступлением пара в третью ступень компрессора его охлаждают вначале в водяном холодильнике,

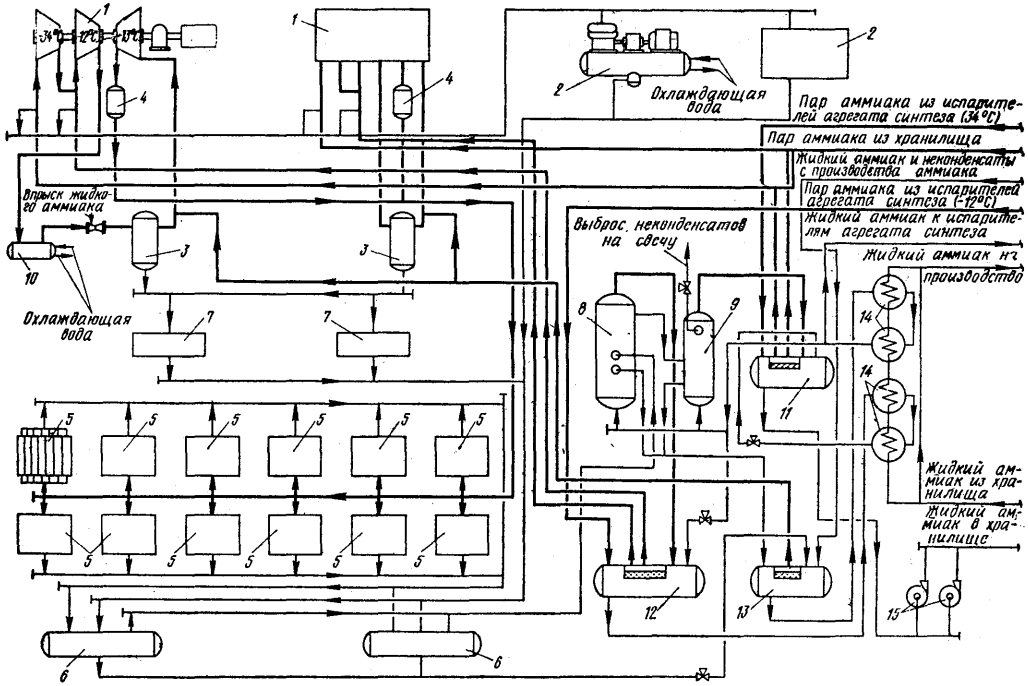


Рис. I—20. Принципиальная схема холодильной установки для производства аммиака:

1 — трехизотермный центробежный компрессорный агрегат ТАТКА-545/345; *2* — компрессорно-конденсаторный агрегат АКП-АУ-45; *3* — отделитель жидкости (изотерма +13°С); *4* — маслоотделитель; *5* — конденсатор воздушного охлаждения; *6* — ресивер линейно-дренажный; *7* — ресивер дренажный; *8* — отделитель неконденсатов (изотерма —12°С); *9* — отделитель неконденсатов (изотерма —34°С); *10* — промежуточный холодильник; *11* — расширитель-сепаратор (изотерма —34°С); *12* — расширитель-сепаратор (изотерма —12°С); *13* — расширитель-сепаратор (изотерма +13°С); *14* — переохладитель жидкого аммиака; *15* — насос жидкого аммиака

затем в трубе Вентури путем впрыска в трубу жидкого аммиака. После охлаждения пар проходит отделитель жидкости и поступает на всасывание в последнюю ступень компрессора, сюда же подходит пар аммиака от расширителя-сепаратора, в котором поступающий на установку продукционный аммиак охлаждается до +13°С. Сжатый в компрессоре до давления конденсации пар аммиака (суммарное количество от трех изотерм) поступает в конденсаторы воздушного охлаждения, предварительно пройдя маслоотделители. Жидкий аммиак из конденсаторов стекает в линейно-дренажные ресиверы, а оттуда по условиям технологии дросселируется в расширитель-сепаратор (изотерма +13°С), где смешивается с продукционным аммиаком. Из расширителя-сепаратора аммиак — холодильный агент, пройдя переохладитель жидкого аммиака, поступает в межтрубное пространство испарителей агрегата синтеза. В испарителях аммиак кипит, отбирая теплоту от азотно-водородно-аммиачной смеси либо продувочного и танкового газа, конденсируя при этом аммиак из азотно-водородно-аммиачной смеси и газа. Отсепарированный продукционный аммиак направляют в общий сборник агрегата синтеза и оттуда на холодильную станцию. Охлажденный и очищенный от неконденсатов аммиак подается насосами в изотермическое хранилище.

В схему охлаждения жидкого аммиака входят рекуперативные переохладители, в которых поступающий на станцию продукционный аммиак частично охлаждается аммиаком, направляемым из изотермического хранилища на производство.

Установка включает два отделителя неконденсатов, установленных последовательно друг за другом. В межтрубное пространство первого аппарата поступает смесь пара аммиака и неконденсатов из верхней холодной зоны конденсаторов и линейно-дренажного ресивера. Из смеси конденсируется часть аммиака в результате охлаждения ее аммиаком, кипящим в

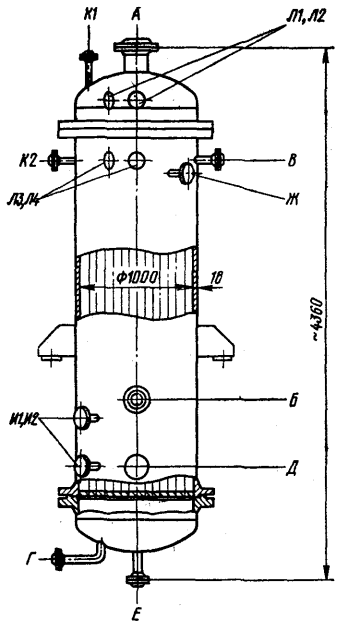


Рис. I—21. Отделитель неконденсатов:

А — отвод паров аммиака (холодильного агента); *Б* — подвод воздушно-аммиачной смеси; *В* — отвод воздуха и неконденсатов; *Г* — вход жидкого аммиака (холодильного агента); *Д* — слив жидкого аммиака; *Е* — дренаж; *Ж* — подача азота; *И1, И2* — для указателя уровня; *К1, К2* — для предохранительного клапана; *Л1—Л4* — для манометра

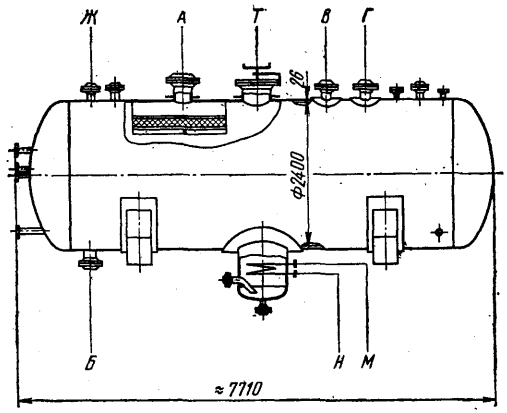


Рис. I—22. Расширитель-сепаратор:

А — выход паров; *Б* — выход жидкого аммиака; *В* — вход жидкого аммиака; *Г* — вход жидкого аммиака с производства; *Ж* — вход жидкого аммиака из отделителей неконденсатов; *М* — вход теплоносителя; *Н* — выход теплоносителя; *Т* — люк-лаз

трубном пространстве при —12°С. Неконденсаты с оставшимся небольшим количеством аммиака поступают из первого аппарата во второй. Во втором аппарате конденсируется из смеси остальная часть аммиака в результате кипения холодильного агента при —34°С; неконденсаты, практически не содержащие аммиак, выбрасывают «на свечу» либо направляют на факельную установку. Отделитель неконденсатов (рис. I—21), разработанный для описанной линии производства аммиака, имеет теплообменную поверхность площадью 220 м². Для охлаждения продукционного аммиака служат аппараты горизонтального типа со встроенными сепарирующими устройствами (расширители-сепараторы). В аппарате (рис. I—22) приходящий на установку продукционный аммиак охлаждается до 13°С, расчетное давление составляет 2,5 МПа. Регулирующий клапан, подающий аммиак в аппарат, поддерживает заданный уровень аммиака в аппарате предыдущей изотермы. Второе назначение аппаратов — отделение капель жидкого аммиака от пара, поступающего на всасывание компрессорных агрегатов. Помимо пара аммиака, образующегося при дросселировании, через сепарирующее устройство аппаратов проходит пар аммиака, поступающего из испарителей агрегата синтеза и отделителей неконденсатов.

Схема действующей холодильной установки позволяет работать не только по описанному выше циклу, но и направлять часть пара аммиака на производство аммиачной селитры либо направлять жидкий аммиак на производство азотной кислоты (минуя хранилище) после подогрева его в рекуперативных теплообменниках.

Работа холодильной установки по разомкнутому циклу предъявляет повышенные требования к чистоте холодильного агента. В связи с этим большое внимание уделяют предотвращению уноса масла из компрессоров и отделению флегмы (в абсорбционных установках).

Размещение оборудования станции для производства аммиака с трехизотермными центробежными агрегатами показано на рис. I—23. Компрессорные агрегаты и технологически связанные с ними аппараты размещены в компрессорном зале на отметках +6,0 и ±0,0. Остальные аппараты установлены на наружном постаменте. Конденсаторы воздушного охлаждения размещены в два ряда на отметке +6,0 м, под ними установлены ресиверы. Расширитель-сепаратор для охлаждения продукционного аммиака с —12 до —34°С поднят на отметку +12,0 м для обеспечения необходимого подпора аммиачных насосов. Испарители агрегата синтеза установлены на блоке синтеза на расстоянии примерно 50 м от холодильной установки. Аммиачный испаритель для ох-

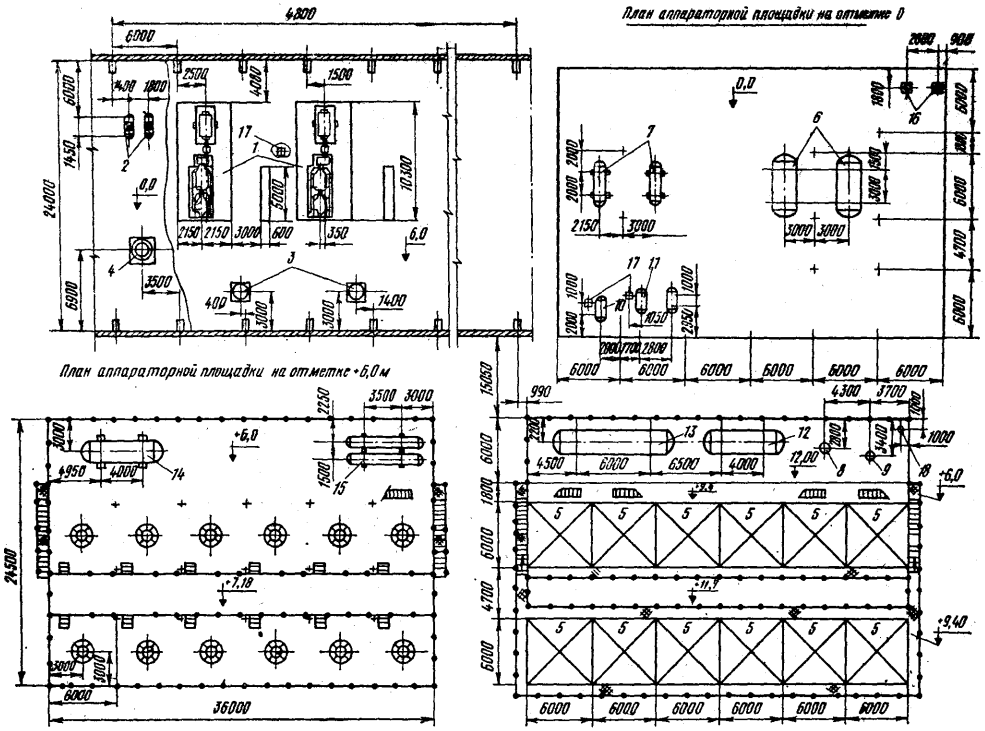


Рис. I—23. План холодильной станции для производства аммиака;

1 — трехизотермный центробежный компрессорный агрегат ТАТКА-545/345; *2* — компрессорно-конденсаторный агрегат АКП-АУ-45; *3* — отделитель жидкости; *4* — маслоотделитель; *5* — конденсатор воздушного охлаждения; *6* — линейно-дренажный ресивер; *7* — дренажный ресивер; *8* — отделитель неконденсатов (изотерма —12°С); *9* — отделитель неконденсатов (изотерма —34°С); *10* — бак чистого масла; *11* — бак грязного масла; *12* — расширитель-сепаратор (изотерма —34°С); *13* — расширитель-сепаратор (изотерма —12°С); *14* — расширитель-сепаратор (изотерма +13°С); *15* — переохладитель жидкого аммиака; *16* — насос жидкого аммиака; *17* — масляный насос; *18* — буферная емкость

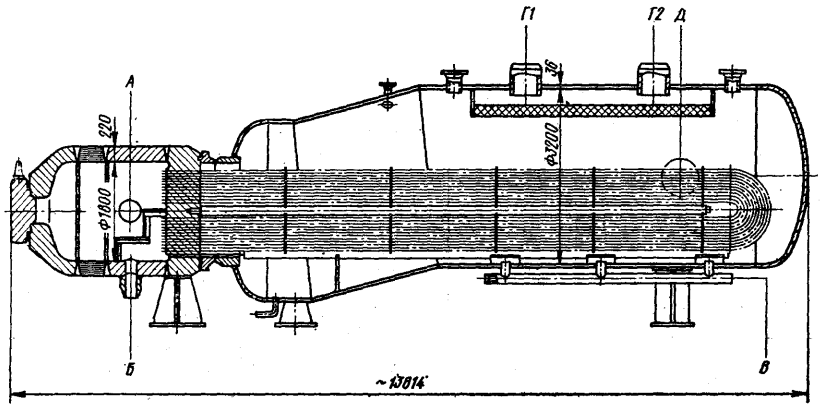


Рис. I—24. Испаритель аммиака для охлаждения пара высокого давления:

А — вход газовой смеси; *Б* — выход газовой смеси; *В* — вход жидкого аммиака; *Г1*, *Г2* — выход пара аммиака (хладагента); *Д* — лаз

лаждения пара высокого давления показан на рис. I—24. В трубное пространство аппарата поступает азотно-водородно-аммиачная смесь давлением до 30 МПа. Проходя по трубному пучку, смесь охлаждается до —3÷—5°С. Одновременно идет процесс конденсации аммиака из смеси.

Производство этилена. В настоящее время этилен получают преимущественно пиролизом бензина, этана, пропана и фракции дизельного топлива.

Для получения этилена требуется искусственный холод на нескольких температурных уровнях (от +6 до —100°С). В технологическом процессе используется непосредственное кипение холодильных агентов, которыми служат этилен и пропилен (продукты данного производства). Схема охлаждения каскадная. С помощью этиленового цикла технологические потоки охлаждаются от —50 до —95°С, при этом кипение этилена идет на трех температурных уровнях: —56, —70 и —98°С. Пар этилена конденсируется в испарителях-конденсаторах в результате кипения пропилена при —37°С. Помимо изотермы —37°С кипение пропилена в холодильном цикле идет еще на двух температурных уровнях: —18 и +6°С, которые используются для охлаждения пара этилена перед конденсацией и для охлаждения технологических потоков. Пропилен конденсируется в аппаратах, охлаждаемых водой. В схеме производства этилена широко используется рекуперативный теплообмен с обратными холодными технологическими потоками.

Основной вид холодильного оборудования— трехсекционные центробежные компрессорные агрегаты. Типичный привод компрессоров — паровая турбина: реакция пиролиза идет при 850°С, и теплота отходящих газов пиролиза используется для получения водяного пара высокого давления.

Холодопроизводительность этиленовой ветви каскада для производства этилена мощностью 200 тыс. т/год составляет около 7000 кВт, производительность пропиленовой ветви, включая нагрузку на конденсацию этилена, около 43 МВт. Основной тип этиленовых и пропиленовых испарителей — кожухотрубные аппараты с U-образными трубками, плавающей головкой, реже — аппараты с витыми трубками.

Производство синтетического каучука. В промышленности синтез каучука производится полимеризацией непредельных углеводородов — мономеров, в качестве которых используют бутадиен (дивинил), изопрен, изобутилен, хлоропрен, стирол и др. Производство мономеров также является составной частью производства каучука. При производстве мономеров и в процессе получения почти всех видов синтетического каучука требуется искусственный холод. Диапазон температур охлаждения при производстве мономеров от +7 до —40°С, при производстве каучука от +7 до —110°С (табл. I—1), диапазон холодопотребления от 1 до 35 МВт.

Таблица I—1

Температурные уровни охлаждения при производстве синтетических каучуков

Продукт производства синтетических каучуков	Температура охлаждения, °С	Холодильный агент
Бутилкаучук	—110; —41; —20; 0; +7;	Этилен, пропилен, пропан, аммиак
Изопреновый каучук (СКИ-3)	—25; 0; +7;	Пропан, аммиак
Бутадиеновый каучук (СКД)	—25; —7	» »
Этиленпропиленовые каучуки (СКЭП, СКЭПТ)	—43; —25; —5; +7	Пропилен, аммиак
Хлоропреновые каучуки (наириты)	—40; —20; +7	Аммиак, R12
Бутадиенстирольные каучуки (СКМС)	—20; +7	Пропан, аммиак
Синтетические латексы (СКС-С)	—20; +7	» »

В основном применяют системы непосредственного охлаждения кипящим холодильным агентом, наряду с ними используют и системы с хладоносителями (холодная вода, растворы хлористого кальция или натрия, антифризы).

Схема холодоснабжения производства бутилкаучука приведена на рис. I—25. Мономеры (изобутилен и изопрен) сополимеризуют в присутствии катализатора в среде инертного растворителя при —100°С с выделением большого количества теплоты. Процесс протекает в полимеризаторах специальной конструкции. Холодильный агент кипит в межтрубном пространстве аппарата при —110°С. Шихта и ката-

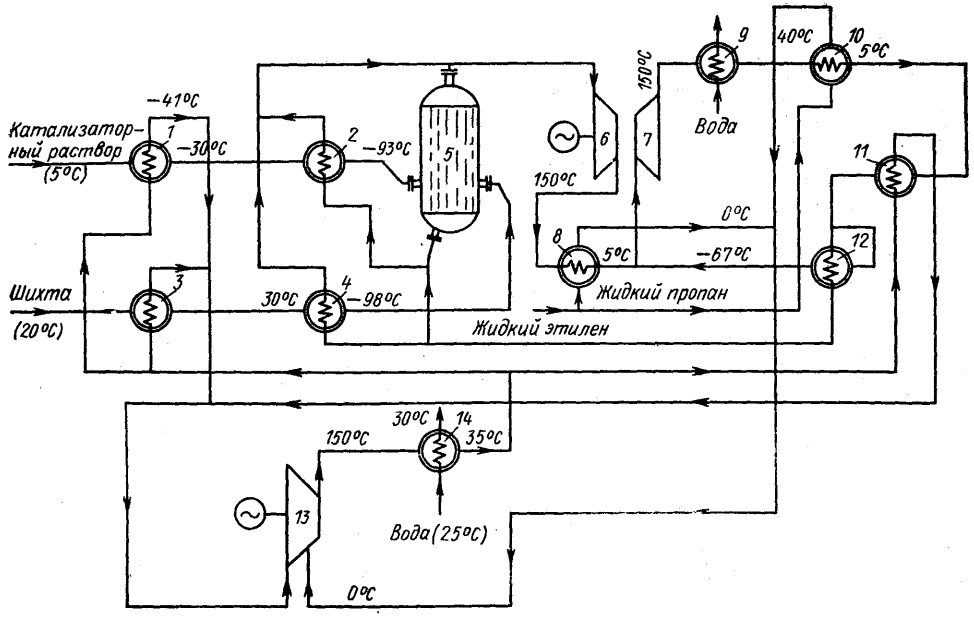


Рис. I—25. Схема холодоснабжения производства бутилкаучука:

1, 2, 3, 4 — технологические аппараты (испарители); *5* — полимеризатор; *6, 7* — ступени низкого и высокого давления этиленового компрессора; *8* — межступенчатый холодильник этилена; *9, 10* — холодильник паров этилена; *11* — конденсатор-испаритель; *12* — переохладитель жидкого этилена; *13* — пропановый компрессор; *14* — конденсатор пропана

лизаторный раствор поступают в полимеризатор предварительно охлажденными до —98 и —93°С.

Для получения температуры кипения —110°С применяют каскадную схему с использованием центробежных холодильных машин. Холодильными агентами служат этилен и пропан. В этиленовом цикле принято двухступенчатое сжатие. Кипение этилена при —110°С происходит в полимеризаторе и испарителях, охлаждающих шихту и катализаторный раствор. Конденсируется этилен при —35°С в результате кипения пропана в испарителе-конденсаторе. Температура кипения пропана при этом составляет —41°С, эта же температура поддерживается в испарителях пропана, где предварительно охлаждаются до —30°С шихта и катализаторный раствор. Пропановый центробежный компрессор имеет промежуточный отбор с изотермой 0°С. Температура кипения пропана 0°С используется для охлаждения пара этилена в межступенчатом холодильнике и теплообменнике, установленном на нагнетании этиленового центробежного компрессора перед испарителем-конденсатором. Конденсация пропана производится водой.

Из-за широты диапазона режимов охлаждения и потребности в холоде в данной отрасли промышленности применяют оборудование разнообразных типов: фреоновые, аммиачные и углеводородные центробежные компрессорные агрегаты, аммиачные поршневые компрессоры одноступенчатого и двухступенчатого сжатия, винтовые аммиачные компрессоры, крупные водоохлаждающие абсорбционные бромистолитиевые и водоаммиачные холодильные машины, использующие вторичную теплоту производства.

Основной тип теплообменных аппаратов — кожухотрубные аппараты горизонтального и вертикального типов. Питание испарителей холодильным агентом осуществляется в основном через питающие отделители жидкости, установленные над испарителями. Полимеризаторы имеют два конструктивных исполнения, позволяющих применять как системы непосредственного охлаждения кипящим холодильным агентом, так и системы охлаждения с помощью хладоносителя.

Производство хлора. Хлор, получаемый в хлорном производстве, входит в состав газовой смеси, из которой он выделяется в результате фракционной конденсации путем охлаждения на нескольких температурных уровнях.

Температура нижнего уровня зависит от давления газовой смеси.

При производстве хлора недопустимо применение аммиачных систем непосредственного охлаждения. В эксплуатации используют хладоноситель, температура которого —40°С. В качестве основного оборудования в установках широко применяют абсорбционные водоаммиачные холодильные машины производительностью 580 кВт при температуре кипения холодильного агента —45°С.

В новых производствах принята ступенчатая конденсация хлора при более низких температурах, создаваемых фреоновой системой непосредственного охлаждения. Охлаждение ведется на двух (—25 и —60°С) или трех (+5, —20, —65°С) температурных уровнях кипения. В эксплуатации находятся поршневые парокомпрессионные машины — одноступенчатые, работающие на R22, и каскадные с использованием R13 в нижнем каскаде.

Для более крупных производств хлора (около 240 тыс. т/год) созданы специальные центробежные компрессорные машины марок ТХМХ-1 и ТХМХ-2, работающие на R12, с изотермами —25 и —60°С. Холодопроизводительность компрессора, работающего на изотерме —25°С, составляет 1450 кВт. Холодопроизводительность низкотемпературного компрессора 145 кВт. Потребляющие холод технологические аппараты, конденсаторы хлора вертикальные, кожухотрубные, с подачей охлаждающей среды в межтрубное пространство. При проектировании системы охлаждения принимают необходимые меры для исключения попадания хлора во фреоновый контур.

Производство смол и пластмасс. В этой отрасли химической промышленности искусственный холод используется в основном для охлаждения хладоносителя: холодной воды (температурой до 6°С) либо раствора хлористого кальция (температурой от —5 до —30°С). В некоторых производствах применяют охлаждение до —60°С.

Потребность в холоде для различных технологических процессов может быть самой разной, поэтому в этой отрасли применяют как поршневые парокомпрессионные машины небольшой производительности, так и крупные центробежные холодильные машины. Наиболее распространенными холодильными агентами являются фреоны. Широко применяют также водоохлаждающие абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины. В табл. I—2 приведено несколько примеров использования холода при производстве пластмасс.

Таблица I—2

Применение холода при производстве пластмасс

Продукт	Хладоноситель	Наиболее характерный тип применяемого холодильного оборудования
Слоистые пластики, стеклопластики и линолеумы	Холодная вода (6°С), рассол (—5 С)	Фреоновые поршневые машины, фреоновые центробежные машины
Полиэтилентерефталатная смола и пленка на ее основе	Холодная вода (6°С)	Абсорбционные бромистолитиевые машины
Карбамидные смолы	Холодная вода (7—8°С)	То же
Винилацетат	Рассол (—5, —10 и —30°С)	Фреоновые поршневые машины
Полибутилентерефталат	Хладоноситель (— 60, —30°С)	Фреоновые двухступенчатые (винтовой+поршневой компрессор) машины
Поливинилхлорид	Холодная вода (5—7°С, охлаждение воздуха до 3°С)	Фреоновые поршневые машины, абсорбционные бромистолитиевые машины
Винилхлорид	Непосредственное охлаждение кипящим холодильным агентом (—33, —5°С)	Фреоновый двухизотермный центробежный компрессорный агрегат АЦКГ 444,2-1-3, специально разработанный для данного производства. Производительность агрегата (суммарная) 7675 кВт

Холодильная установка с двумя водоохлаждающими бромистолитиевыми агрегатами АБХА-1000 (рис. I—26) предназначена для производства полиэтилентерефталатной смолы и пленки. Агрегаты установлены в здании над резервуаром охлажденной воды. Один из агрегатов работает круглогодично, другой — два месяца в году. Теплоноситель — насыщенный

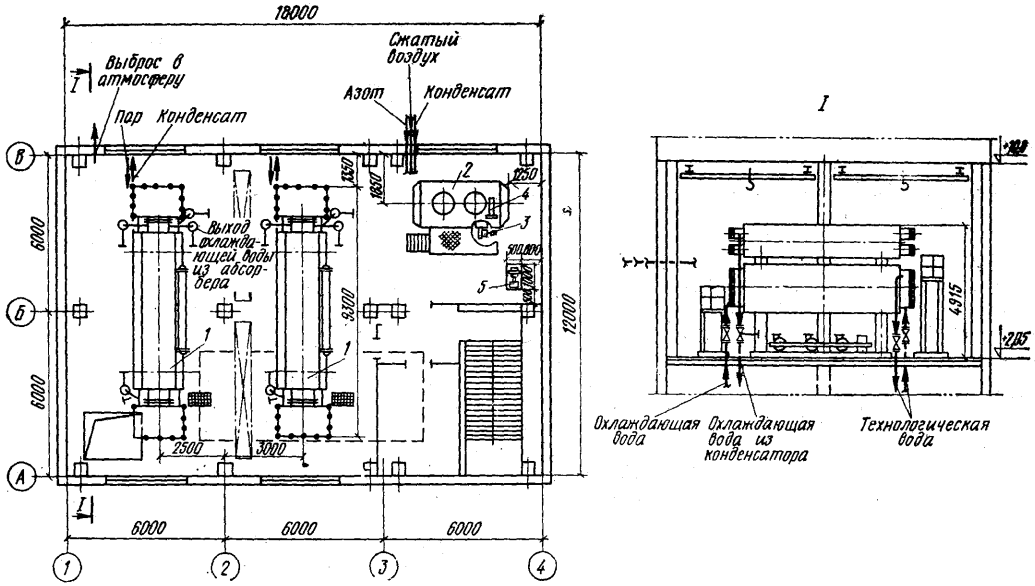


Рис. I—26. План холодильной станции для производства полиэтилентерефталатной смолы и пленки:

1 — агрегат абсорбционный бромистолитиевый АБХА-1000; *2* — бак для бромистого лития; *3* — центробежный насос; *4* — фильтр для раствора бромистого лития; *5* — резервный вакуумный насос

пар давлением до 0,1 МПа, представляющий собой местные вторичные энергоресурсы.

Потребителями холода на производстве пластмасс и смол являются в основном кондиционеры воздуха, а также технологические аппараты разнообразного типа, в которых протекают экзотермические процессы (выделяемая теплота отводится с помощью охлаждающих рубашек, змеевиков либо трубных пучков).

Резинотехническая и шинная промышленность. Для систем охлаждения этого производства характерно применение хладоносителя — холодной воды температурой от 9 до 14°С, которая поступает на охлаждение вальцев, каландров, резиносмесителей и другого технологического оборудования, а также используется в системах кондиционирования воздуха производственных помещений. Расход холода по предприятию составляет от 5,8 до 17,5 МВт. Работа холодильных установок сезонная, в основном с мая по октябрь. В остальной период технологическое оборудование охлаждается водой с градирен, иногда путем подпитки водой из реки или водоема. Наиболее характерной является описанная ниже схема работы холодильной станции. Холодная вода поступает с центральной холодильной установки под напором к отдельным потребителям, расположенным в производственных корпусах. Нагретая в технологическом оборудовании на 3—4°С вода возвращается в общий резервуар отепленной воды. Оттуда она забирается насосами и подается в летнее время года на холодильную установку, в остальное время — на вентиляторную градирню для охлаждения.

Основное оборудование, наиболее часто применяемое в холодильных установках резинотехнического производства,— абсорбционные бромистолитиевые машины, для работы которых можно использовать в качестве источника энергии отопительный отбор ТЭЦ, не используемый в летнее время по прямому назначению. Для этого необходимы следующие условия: превышение расхода теплоты в зимнее время для отопления над расходом ее в летнее время для получения холода; несовпадение отопительного периода с периодом работы холодильной машины. Эти условия соблюдаются наиболее полно для отрасли резинотехнической промышленности на предприятиях средней и южной климатических полос. Водоохлаждающая холодильная станция с бромистолитиевы-

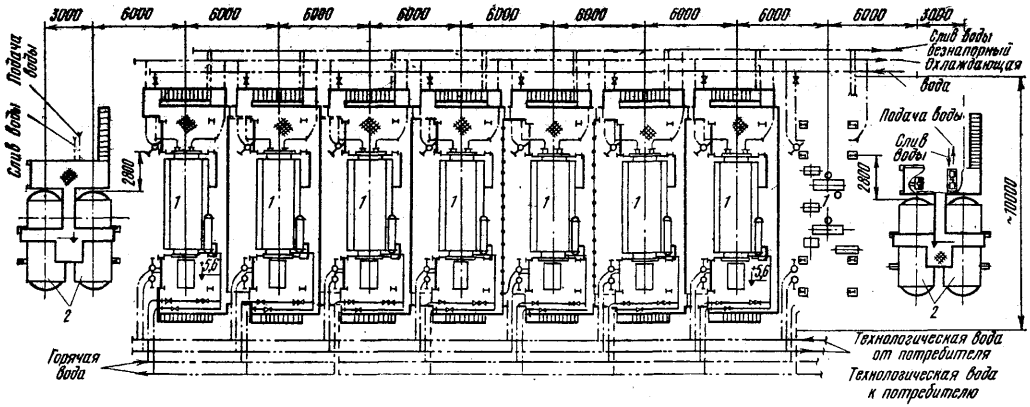


Рис. I—27. План холодильной станции холодопроизводительностью 23 МВт с абсорбционными бромистолитиевыми агрегатами:

I — абсорбционный бромистолитиевый агрегат АБХА-2500; *2* — узел приготовления раствора бромистого лития

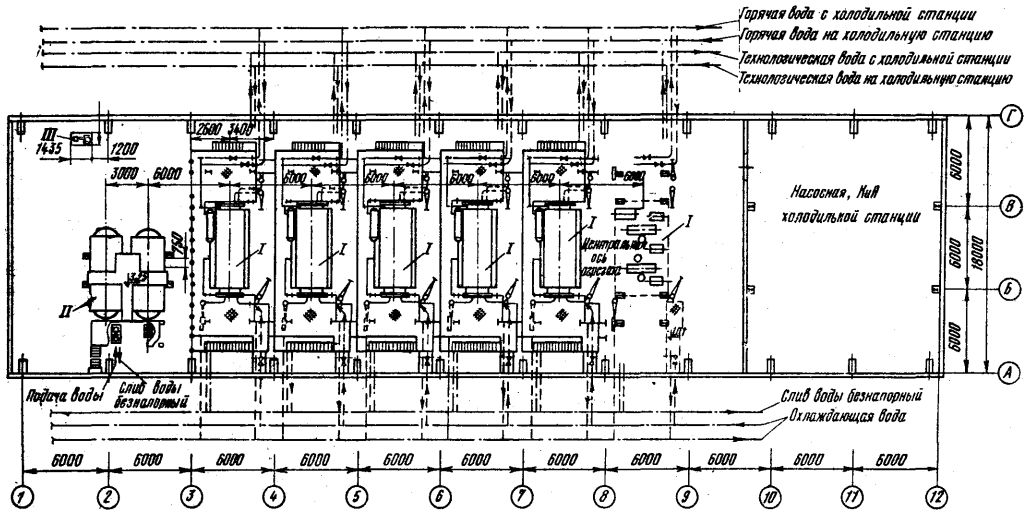


Рис. I—28. План холодильной станции холодопроизводительностью 17,5 МВт с абсорбционными бромистолитиевыми агрегатами:

I — абсорбционный бромистолитиевый агрегат АБХА-2500; *II* — узел приготовления раствора бромистого лития. *III* — резервный вакуумный насос

ми агрегатами (рис. I—27) на резиноасбестовом комбинате, расположенном в южном районе страны, имеет холодопроизводительность 23 МВт. Все оборудование размещено на открытой площадке. Контроль за работой машин ведется из операторской, расположенной рядом с холодильной установкой.

Холодильная станция завода шинной промышленности с размещением машин этого же типа в здании (рис. I—28) имеет холодопроизводительность 17,5 МВт. Узел приготовления раствора бромистого лития может быть установлен внутри здания либо вынесен за его пределы. При размещении узла в здании возле него предусматривают местный принудительный отсос, включаемый в работу при выпол-

нении операции приготовления раствора бромистого лития.

В сравнительно редких случаях, когда предприятие не располагает дешевой низкопотенциальной теплотой, холодильные станции оборудуют электроприводными компрессионными аммиачными машинами. В эксплуатации находится ряд холодильных установок с поршневыми одноступенчатыми аммиачными компрессорами оппозитного типа. Для охлаждения технологической воды служат кожухотрубные испарители. Температура кипения холодильного агента 0—3°С, температура воды на входе в аппарат в отдельные периоды может достигать 16—18°С.

При выборе оборудования аммиачной водоохлаждающей станции и ее компоновки учитывают особенность работы испарителей при повышенных температурных перепадах. Во избежание заброса жидкого аммиака во всасывающие магистрали заполнение испарителей хладагентом не должно превышать 60%, каждый испаритель снабжают сухим отделителем жидкости, значительно поднятым относительно испарителя. На выходе газообразного холодильного агента из отделителя жидкости к компрессорам устанавливают регуляторы давления «до себя», поддерживающие постоянное давление кипения в испарителях во избежание замерзания воды в трубках аппаратов.

Производство химических волокон. Одним из самых крупных потребителей холода в химической промышленности является производство химических волокон. Понятие «химические волокна» включает искусственное волокно (вискозное, ацетатное и др.), получаемое путем химической переработки природных полимеров, в основном целлюлозы, и синтетическое волокно (капрон, нитрон, лавсан и др.), изготовляемое из различных видов синтетических полимеров (поликапроамид, полиакрилонитрил, полиэтилентерефталат и др.). В данной отрасли применяют только системы охлаждения с хладоносителем.

Наиболее хладоемким потребителем является производство полиамидных волокон — капрона. Здесь холод используют на нескольких стадиях:

формование жилки и гранулирование смолы поликапроамида (полученного из мономера капролактама), где требуется умягченная вода температурой около 20°С;

сушка в сушильных установках непрерывного действия, которые включают охлаждение азота до 20°С для его осушки;

создание вакуума в технологических аппаратах с помощью пароэжекторных насосов, которые используют охлаждающую воду температурой до 18°С;

формование нити из расплава с помощью фильеры по сухому способу, где требуется использование охлажденного обдувочного воздуха определенных параметров;

прием нити на машинах формования, вытягивание, кручение, текстурирование, перемотка, сортировка, ткачество (на этих стадиях требуется поддержание определенного постоянного температурно-влажностного режима в производственных помещениях — диапазон температур от 17 до 22°С, относительная влажность от 45 до 62%).

Охлаждение до 18—20°С умягченной воды или конденсата, применяемых в технологическом процессе, производится в аппаратах пластинчатого типа холодной водой температурой 3—7°С, поступающей с холодильной установки. Охлаждение азота ведется по одноконтурной схеме в кожухотрубных теплообменниках. Для приготовления воздуха нужных параметров, поступающего в производственные цехи, используют кондиционеры, куда подается холодная вода температурой 3—7°С. Если требуется поддерживать в помещении температуру не выше 17°С и влажность 45%, воздух после кондиционеров дополнительно охлаждают в воздухоохладителях, куда подается раствор хлористого натрия температурой —1°С.

Вторым крупным потребителем холода являются производства полиэфирных волокон (лавсан). Хладоносителем служит вода температурой 6—8°С, которая поступает на охлаждение обдувочного воздуха при формовании нитей и используется для поддержания требуемых параметров воздуха в производственных помещениях. В отличие от производств полиамидных и полиэфирных волокон, где хладоносителем в основном служит вода, производства вискозного волокна используют рассол температурой —5÷—10°С.

Искусственный холод используется практически на всех стадиях технологического процесса получения вискозы:

сульфидирование щелочной целлюлозы. Эта стадия процесса протекает в специальных реакторах при постоянной температуре 18—20°С с выделением теплоты реакции, которая отводится холодным раствором, циркулирующим в рубашках реактора. На этой же стадии процесса используют искусственный холод для охлаждения до 4°С умягченной воды, добавляемой в технологическую массу, которую загружают в реактор;

растворение полувискозы. На эту стадию процесса приходится 50% всех затрат холода на выработку единицы продукции. Здесь применяют аппараты различных видов: кожухотрубные, емкостные с внешними и внутренними охлаждающими рубашками и др.;

обработка вискозы. На этой стадии процесса температуру воздуха в производственных помещениях поддерживают на уровне 16—18°С.

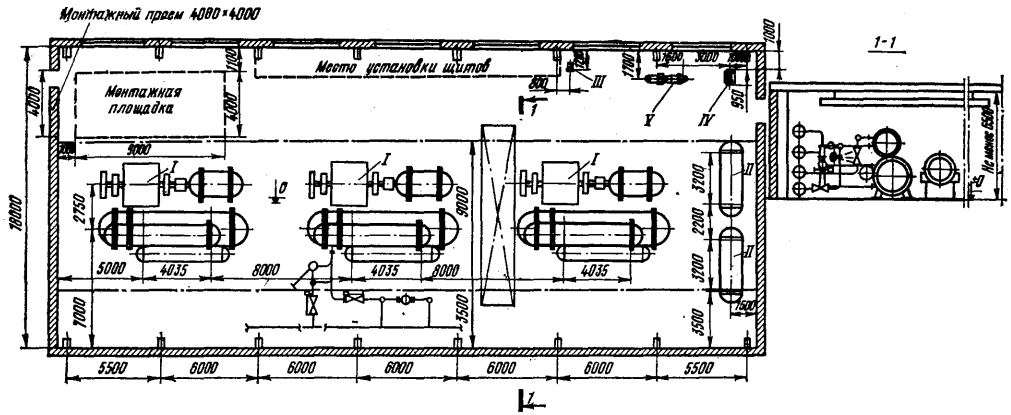


Рис. I—29. План холодильной станции с центробежными компрессорами ТХМВ-8000:
I — машина холодильная водоохлаждающая ТХМВ-8000-2; *II* — ресивер; *III* — осушитель; *IV* — насос вакуумный; *V* — агрегат компрессорно-конденсаторный

Приготовление холодной воды для кондиционеров осуществляют по двухконтурной схеме с помощью рассола. Обычно в процессе получения вискозы используют водный раствор хлористого натрия, реже —хлористого кальция.

Потребность в холоде крупных комбинатов синтетического волокна достигает 35—58 МВт (30—50 Гкал/ч).

На ранее запроектированных производствах отрасли эксплуатируются в основном электроприводные аммиачные парокомпрессионные машины: центробежные и поршневые оппозитного типа. В качестве испарителей используют кожухотрубные аппараты горизонтального и вертикального типов, панельные испарители для получения воды до 3°С.

Применение крупных холодильных установок, содержащих большое количество холодильного агента и расположенных, как правило, в черте городской застройки, а также значительное скопление персонала в производственных цехах диктуют требование перевода систем холодоснабжения на безопасные холодильные агенты.

На холодильных станциях, вводимых в эксплуатацию за последние годы, используются фреоновые центробежные компрессорные агрегаты. Широко внедряются специально разработанные для данной отрасли промышленности машины типа ТХМФ-8000 (рис. I—29) с единичной производительностью 9300 кВт.

Кристаллизация солей из растворов. Искусственный холод применяют для выделения сернокислого натрия глауберовой соли путем охлаждения раствора до —5°С и отвода теплоты кристаллизации. Расход холода на 1 м^3 раствора, содержащего до 300 кг глауберовой соли, составляет с учетом потерь около 125 МДж. Крупнейшей установкой по добыче глауберовой соли из натурального морского раствора является комплекс заводов на берегу Каспийского моря. В эксплуатации находится холодильная станция с аммиачными центробежными компрессорными агрегатами и конденсаторами, охлаждаемыми морской водой.

Производство и обработка фотокинопленки. При производстве и обработке фотокинопленки искусственное охлаждение применяют в отдельных технологических операциях, а также в системах кондиционирования воздуха производственных помещений.

В настоящее время основными потребителями холода являются: фотолаборатории с потребностью в холоде до 120 кВт; складские помещения для хранения пленки с потребностью в холоде 815 кВт; цехи обработки пленки, использующие охлаждающий технологический раствор при проявлении пленки, с потребностью в холоде до 580 кВт. Все перечисленные потребители используют воду температурой 7°С. Технологический раствор для цехов обработки пленки охлаждают в водо-водяных теплообменниках, подавая холодную воду в трубное пространство аппаратов. Специфика производств, занятых обработкой пленки, связана с необходимостью применения безопасного холодильного агента. Основное холодильное оборудование — водоохлаждающие электроприводные машины с поршневыми и винтовыми компрессорами, работающими на R22.

Производственные объединения, производящие кинопленку, являются крупными потребителями искусственного холода. Потребность в холоде достигает 35 МВт (30 Гкал/ч). Основ-

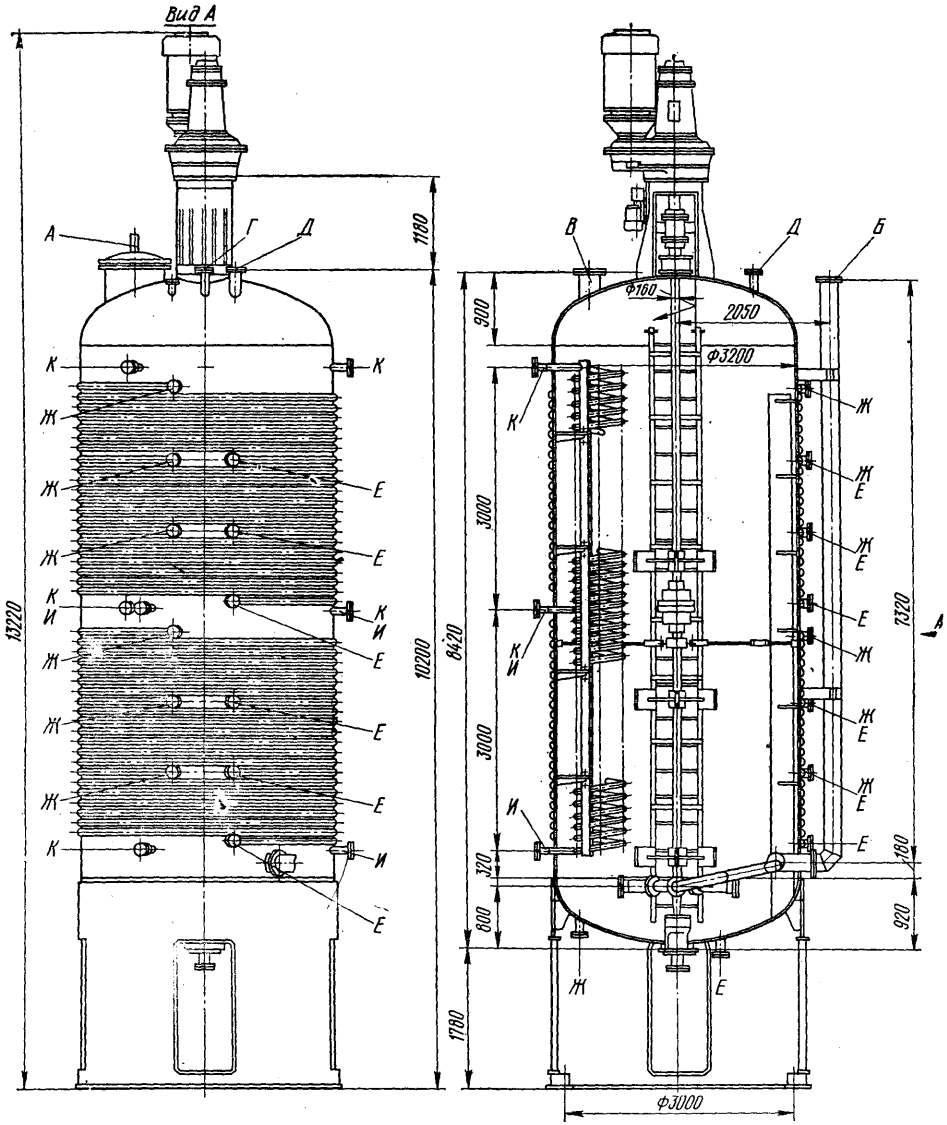


Рис. I—30. Ферментатор объемом 63 м³:

А — люк; *Б* — вход воздуха в барботер; *В* — выход воздуха; *Г* — вход питательной среды; *Д* — вход посевного материала; *Е* — вход охлаждающей воды в рубашку; *Ж* — выход охлаждающей воды из рубашки; *И* — вход охлаждающей воды в теплообменник (змеевик); *К* — выход охлаждающей воды из теплообменника

ное холодильное оборудование — аммиачные парокомпрессионные машины, охлаждающие хладоноситель. Требуемые температуры хладоносителя от +5 до —23°. В эксплуатации находятся аммиачные компрессоры оппозитного типа одно- и двухступенчатого сжатия и аммиачные центробежные компрессорные агрегаты.

Производство фармацевтических препаратов. В производстве химико-фармацевтических препаратов, витаминов и антибиотиков искусственное охлаждение является одним из основных звеньев технологического процесса. К на-

иболее крупным потребителям холода относится производство антибиотиков. Процесс получения антибиотиков требует непрерывного и равномерного поддержания определенной температуры во всем объеме исходной биологической массы. Процесс протекает в специальных аппаратах — ферментаторах (рис. I—30). Для отвода теплоты, выделяемой продуктом в технологическом процессе, аппарат снабжен рубашкой и змеевиками, размещенными внутри аппарата по всей его высоте, в которых циркулирует охлаждающая вода.

Загружаемая в аппарат биологическая масса перемешивается механической мешалкой с электроприводом. Снизу в аппарат подается воздух, который барботирует через технологическую массу, обеспечивая жизнедеятельность биоорганизмов. Температура охлаждающей воды, подаваемой в аппарат, не превышает 10°С. Потребность в холоде (по холодной воде) на заводах для производства антибиотиков достигает 12—35 МВт. Помимо холодной воды в производстве антибиотиков используют холодные рассолы температурой —10÷—15°С. Потребность в холоде по рассольному охлаждению достигает 6—8 МВт. С помощью рассолов (водные растворы хлористого натрия или калия) охлаждают различные технологические растворы. Охлаждение ведется в основном в теплообменниках пластинчатого типа.

Основной вид холодильного оборудования на современных заводах, производящих антибиотики,— крупные центробежные компрессорные машины, работающие на R12.

Находящиеся в эксплуатации ранее запроектированные холодильные станции работают, как правило, на аммиачных поршневых компрессорах оппозитного типа. Особые условия технологии, требующие непрерывной круглогодичной работы холодильных станций, приводят к необходимости предусматривать обязательный резерв основного оборудования.

При производстве витаминов и химико-фармацевтических препаратов холод используется в меньших масштабах, но требуемые температуры составляют от +7 до —70°С. Холодопроизводительность колеблется от нескольких десятков киловатт при температуре —50÷÷—70°С до нескольких тысяч киловатт при температуре +7÷—30°С. Основное холодильное оборудование — фреоновые двухступенчатые и каскадные машины. С холодильной установки в технологические аппараты поступает хладоноситель (рассолы, раствор этиленгликоля) температурой до —50°С и R30 температурой до —60°С.

Производство биохимических препаратов. Основными отраслями биохимических производств, в которых применяют искусственный холод, являются следующие: производство белково-витаминных концентратов (БВК), получаемых путем синтеза смеси жидких парафинов нефти и минеральных солей со специальной культурой дрожжей и идущих в качестве добавок к корму скоту; производство лизина — аминокислоты, добавляемой в корм для улучшения его усвояемости; производство средств защиты растений; производство ферментов, препаратов, применяемых в самых различных областях промышленности (кожевенная промышленность, производство соды, производство соков и др.).

Потребности в холоде весьма значительны. Так, 1 т продуцента в производстве белково-витаминных концентратов выделяет до 16 ГДж теплоты, в производстве лизина—до 54,5 ГДж. При мощности заводов 240 тыс. т/год белково-витаминных концентратов и 60 тыс. т/год лизина потребность в холоде измеряется десятками тысяч киловатт.

Температура реакции, протекающей в технологических аппаратах (ферментаторах), составляет 36—37°С. Для термостабилизации ферментаторов используют охлаждающие рубашки и встроенные змеевики, куда подается охлаждающая вода. Часть выделяемой при реакции теплоты отводится с подаваемым в аппарат воздухом. В зимнее и переходное время года вода на охлаждение аппаратов поступает с градирен, в летнее время для сохранения номинальной производительности аппаратов требуется подача воды, охлажденной с помощью холодильных установок. Необходимая температура воды 12—16°С. Для термостабилизации ферментаторов разработана система охлаждения с использованием тепловых труб в качестве встроенного в аппарат теплообменника [14].

Внутренний объем труб заполнен холодильным агентом, который кипит в рабочей зоне ферментатора, отбирая теплоту реакции, и затем конденсируется в испарителе холодильной машины, отдавая теплоту конденсации кипящему холодильному агенту холодильной машины. Ферментаторы такого типа эксплуатируются на одном из химических заводов. В качестве холодильной машины используется машина с компрессором поршневого типа, работающая на R22. Холодильным агентом, заполняющим тепловые трубы, также служит R22. Основной тип холодильного оборудования для приготовления холодной воды на микробиологических производствах — теплоиспользующие бромистолитиевые машины и фреоновые центробежные компрессорные агрегаты.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Быков А. В., Калнинь И. М.* Холодильное машиностроение.— Химическое и нефтяное машиностроение, 1972, № 12, с. 25—29.

2. *Быков А. В., Калнинь И. М.* Технический прогресс в холодильном машиностроении.— Холодильная техника, 1972, № 7, с. 5—10.

3. *Быков А. В., Калнинь И. М.* Развитие холодильного машиностроения в СССР.— Холодильная техника, 1975, № 8, с. 25—34.

4. *Быков А. В.* Пути повышения эффективности холодильных машин.— Холодильная техника, 1979, № 1, с. 25—28.

5. *Быков А. В., Калнинь И. М.* Об эффективности термодинамических циклов на неазеотропных смесях хладагентов.— Холодильная техника, 1980, № 12, с. 11—20.

6. *Быков А. В.* Задачи холодильного машиностроения по экономии энергетических, материальных и трудовых ресурсов.— Холодильная техника, 1983, № 4, с. 2—7.

7. *Берлин М. А., Гореченков В. Г., Волков Н. П.* Переработка нефтяных и природных газов.— М.: Химия, 1981, 237 с.

8. *Васильев Р. А.* О применении теплоиспользующих холодильных машин для повышения эффективности хладоснабжения газоперерабатывающих заводов.— М.: ВНИИЭгазпром, 1982 (Реферативная информация. Газовая промышленность. Сер. «Подготовка и переработка газа и газового конденсата», № 8).—83 с.

9. *Гоголина Т. В., Кротков В. Н.* Установка с циркуляцией жидкого переохлажденного аммиака на нефтеперерабатывающем заводе.— Холодильная техника, 1964, № 2, с. 14—17.

10. *Гоголина Т. В., Фомин А. Н.* Применение низкотемпературных холодильных установок в промышленности.— Холодильная техника, 1974, № 1, с. 19—23.

11. *Гоголина Т. В., Романова Т. А., Гончуков В. Б.* Себестоимость производства холода.— Холодильная техника, 1976, № 3, с. 7—11.

12. *Гудков С. Ф., Беньяминович О. А., Одишария Г. Э.* О рациональных областях применения различных технологических схем транспорта больших объемов природного газа.— Строительство трубопроводов, 1970, № 5, с. 13—15.

13. *Иванцов О. М., Двойрис А. Д.* Низкотемпературные трубопроводы.— М.: Недра, 1980.—342.

14. *Карпов А. М., Корнеев А. Д.* Высокоэффективные теплопередающие устройства и их использование в системах охлаждения и термостабилизации.—М.: Главмикробиопром, 1978.— 48 с.

15. *Кирпичников П. А., Береснев В. В., Попова Л. М.* Альбом технологических схем основных производств промышленности синтетического каучука. Л.: Химия, Ленинградское отделение, 1976.— 128 с.

16. *Несвицкий А. А., Кабаков А. Н., Максименко В. О.* Выбор поверхности конденсаторов воздушного охлаждения промышленных холодильных установок.— Холодильная техника, 1979, № 2, с. 12—14.

17. *Очистка* воздушных выбросов в производстве антибиотиков [Г. М. Браверман, С. А. Рыбаков, Н. Ф. Тищенко, Л. Я. Эдельсон].— Химико-фармацевтический журнал 1983, № 2, с. 41—43.

18. *Одишария Г. Э., Изотов Н. И.* Энергетические показатели установок охлаждения газа до температуры грунта.— Газовая промышленность, 1980, № 12, с. 15—17.

19. *Павлов Р. В.* Холодильное машиностроение на службе большой химии.— Холодильная техника, 1965, № 1, с. 1—4.

20. *СНиП* П—90—81. Производственные здания промышленных предприятий.— М.: Госстрой СССР, 1982.— с. 24.

21. *Теплофизические* основы получения искусственного холода. Справочник/под ред. А. В. Быкова.— М.: Легкая и пищевая промышленность, 1980.—230 с.

22. *Результаты* теплотехнических испытаний абсорбционных водоаммиачных холодильных станций агрегатов синтеза аммиака крупной производительности [В. М. Турецкий, Д. Н. Хараз, Г. А. Яновский, А. Я. Ильин].— Холодильная техника, 1981, № 1, с. 16—18.

23. *Холодильные* компрессоры. Справочник/ /под ред. А. В. Быкова.— М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981, 278 с.

24. *Холодильные* машины. Справочник/под ред. А. В. Быкова.— М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982, 222 с.

ГЛАВА II

ПРИМЕНЕНИЕ ХОЛОДА В МАШИНОСТРОЕНИИ И МЕТАЛЛУРГИИ

Обработка сталей холодом. При низкотемпературной термической обработке сталей требуется осуществлять охлаждение до температур —30÷—120°С. Графики термической обработки стального инструмента приведены на рис. II—1. При разработке технологии следует учитывать (в крупносерийном производстве) требования, выдвигаемые со стороны металловедения, и технико-экономические соображения, связанные с процессом охлаждения. Скорость охлаждения обычно не имеет существенного значения, однако в некоторых случаях при слишком быстром охлаждении в изделиях сложной конфигурации могут сохраниться остаточные напряжения.

В зависимости от принятой конечной температуры охлаждения, количества отводимой теплоты, специфики ведения технологического процесса, а также от местных условий применяют различные методы и источники охлаждения. В верхнем интервале температур можно использовать парокомпрессионные машины двухступенчатого сжатия на R22 (до —60°С) и каскадные машины на R22 и R13 (до —80°С), работающие на холодильные камеры или шкафы. Достоинством такого решения является использование серийного оборудования.

В нижнем интервале температур до —120°С, а также при больших периодических расходах холода находит широкое применение охлаждение с помощью жидкого азота. Изделие погружают в азотную ванну либо помещают в закрытую камеру, охлаждаемую жидким азотом. В первом случае могут быть достигнуты наиболее низкая температура и большая скорость охлаждения. Азотную ванну, выполненную из коррозионно-стойкой стали, заключают в кожух из тепловой изоляции со съемной теплоизолированной крышкой. Камера для охлаждения изделия жидким азотом показана на рис. II—2. К наружной поверхности камеры приварен змеевик, через который протекает испаряющийся жидкий азот, поступающий из сосуда Дюара. При температурах не ниже —75°С и небольших тепловых нагрузках применяют также охлаждение с помощью сухого льда, загружаемого непосредственно в теплоизолированный сосуд или ящик вместе с закаливаемыми холодом деталями. При другом методе детали погружают в ванну с низкозамерзающей жидкостью, куда одновременно бросают и сухой лед.

Преимуществами метода охлаждения с помощью жидкого азота и сухого льда являются его простота и надежность, недостатками — сравнительно высокая стоимость, необходимость ручных операций по доставке и загрузке и трудность автоматизации.

Иногда для низкотемпературной термообработки машиностроительные предприятия изготовляют своими силами воздушные холодильные машины (с вихревыми трубами или детандерные). Такого рода машины единичного изготовления редко могут оказаться экономически оправданными. Исключение в этом отношении в группе воздушных машин представляют освоенные серийным производством турбохолодильные машины типа ТХМ (см. справочник «Холодильные машины» данной серии). Так, они применены в проекте крупной установки для непрерывной холодной закалки стальной ленты на одном из отечественных металлургических заводов.

Стабилизация и восстановление размеров стальных деталей путем охлаждения. Переход аустенита в мартенсит приводит к увеличению линейных размеров стальных деталей. Если с течением времени в процессе старения постепенно уменьшается содержание аустенита в закаленном изделии, то оно теряет свои первоначальные размеры. Во избежание этого явления такие детали из закаленной стали подвергают стабилизации путем отпуска или искусственного старения, что, однако, не всегда дает нужные результаты. Применяя охлаждение до температур от —60 до —120°С, можно добиться максимального превращения остаточного аустенита в мартенсит и, таким образом, высококачественной размерной стабилизации. Восстановление размеров изношенных измерительных инструментов (калибров, скоб) путем перевода остаточного аустенита в мартенсит при принудительном охлаждении позволяет удлинить срок их эксплуатации. Сказанное в первую очередь относится к высокоуглеродистым и легированным сталям.

Температурные границы и режим охлаждения при стабилизации и восстановлении в каждом отдельном случае устанавливаются опытным путем. Средства и методика охлаждения аналогичны описанным выше, применяемым при закалке сталей.

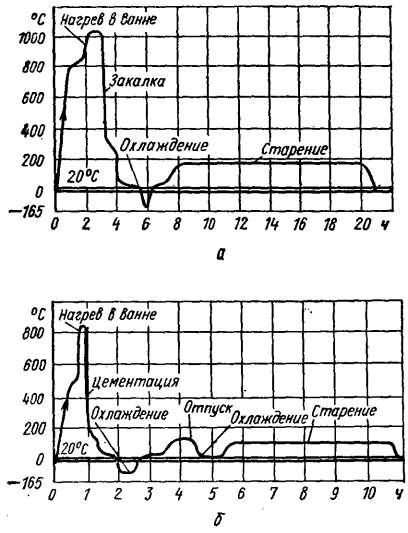


Рис. II—1. Графики термической обработки стального инструмента с применением холода: *а* — из стали Х12М; *б* — из стали ХВГ и ХГ

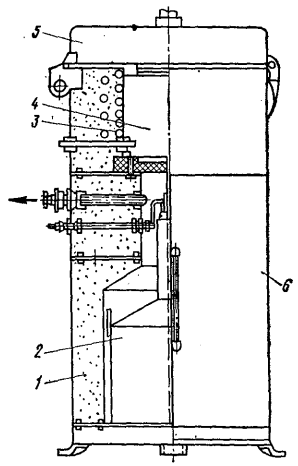


Рис. II—2. Холодная камера, охлаждаемая жидким азотом:

1 — тепловая изоляция; *2* — сосуд Дюара; *3* — охлаждающий змеевик; *4* — рабочая камера; *5* — крышка; *6* — кожух

Запрессовка с применением охлаждения. При выполнении неподвижных посадок с помощью охлаждения охватываемой детали в ряде случаев удается добиться лучшего качества продукции и повышения производительности труда, чем при запрессовке с нагревом охватывающей детали.

Охлажденная охватываемая деталь сокращается в размерах и свободно входит в охватывающую деталь. После выравнивания температур обеих деталей между ними возникает предусмотренный натяг, легко поддающийся предварительному расчету. Для охлаждения подлежащих прессовому соединению деталей широко применяют жидкий азот, реже — сухой лед, а также небольшие низкотемпературные холодильные машины.

Охлаждение ванн анодирования. На поверхность изделий и деталей из алюминиевых сплавов для придания им антикоррозионной устойчивости наносят металлическое покрытие методом анодирования. Изделие погружают в ванну с электролитом, через который пропускается электрический ток. Различают два метода анодирования: обычное, при котором температура в ванне поддерживается на уровне 12—20°С, и твердое с температурой электролита —3÷—8°С. Для поддержания температуры в ванне на должном постоянном уровне необходимо производить ее непрерывное охлаждение, отводя выделяемую теплоту.

Учитывая сильное коррозионное действие электролита, здесь применяют систему с промежуточным хладоносителем (холодная вода, раствор поваренной соли), который циркулирует через змеевики, изготовленные из нержавеющих труб, располагаемые вдоль стенок и по дну ванн анодирования. Охлаждение хладоносителя осуществляют с помощью серийных парокомпрессионных машин, работающих на температуру кипения 5°С при обычном анодировании или —15°С при твердом. Одна из наиболее крупных установок подобного назначения на одном из заводов цветной металлургии оснащена фреоновыми центробежными агрегатами.

Старение алюминиевых сплавов. Непосредственно после термической обработки детали из алюминиевых сплавов некоторое время сохраняют свои первоначальные пластические свойства, однако затем в относительно короткие сроки, измеряемые часами, происходит интенсивный процесс старения металла, при котором он утрачивает пластические свойства. Хранение таких деталей после их закалки при пониженных температурах позволяет существенно, до нескольких суток, удлинить продолжительность процесса старения, что может потребоваться для обеспечения технологического процесса.

Для хранения деталей при температурах около —10°С применяют холодные камеры и шкафы обычного и сундучного типов с небольшими холодильными машинами.

Снятие облоя с резиновых деталей. На деталях, изготовляемых из резины методом фор-

мования в разъемных пресс-формах при повышенных температурах и давлениях, остается облой. Процесс удаления облоя и заусенцев, преимущественно ручной, весьма трудоемок и дает много брака. Применение охлаждения резиновых изделий позволяет значительно повысить твердость и хрупкость резины и применить механизированную технологию удаления облоя в так называемых галтовочных барабанах.

Резиновые изделия можно охлаждать предварительно в холодной камере, после чего изделия загружают в галтовочный барабан. Здесь неизбежны потери холода при перегрузке. При другой технологии детали охлаждают непосредственно в галтовочном барабане с помощью подаваемых туда жидкого азота или сухого льда. Галтовочные барабаны, предназначенные для обработки охлажденных резиновых изделий, снаружи тщательно теплоизолируют. Температуру охлаждения выбирают в зависимости от сорта резины, размеров обрабатываемых деталей в пределах до —90°С (для специальных сортов морозостойких резин). Длительность снятия облоя в барабане достигает 30 мин. На одной из действующих установок такого назначения была успешно применена турбохолодильная машина типа ТХМ.

Осушка сжатого воздуха охлаждением. К сжатому воздуху, применяемому для различных технических нужд на машиностроительных и других предприятиях, в ряде случаев предъявляют требование пониженной влажности. Известно два метода технической осушки воздуха: конденсацией паров влаги путем искусственного охлаждения воздуха ниже точки росы; твердыми поглотителями-адсорбентами. Каждый из этих методов имеет свои достоинства и недостатки и соответственно с этим свою область применения. Ниже рассмотрена техника осушки воздуха охлаждением, широко применяемая в области низких и средних давлений и относительно значительных длительных расходов сжатого воздуха. Осушка атмосферного воздуха до умеренной относительной влажности относится к области кондиционирования воздуха (см. главу VII).

Объемная влажность насыщенного воздуха зависит от температуры и не зависит от давления. Конечная температура охлаждения воздуха в процессе осушки определяется требуемым влагосодержанием осушенного воздуха. Влагосодержание насыщенного воздуха в зависимости от температуры и давления приведено на рис. II—3. С помощью этой диаграммы можно решать ряд конкретных задач в области осушки воздуха охлаждением. В некоторых случаях осушенный воздух должен иметь низкую температуру, тогда в процессе осушки одновременно решаются обе задачи — осушки и охлаждения. В большинстве случаев такая задача не ставится, и тогда, предварительно охлаждая поступающий на осушку теплый воздух за счет холода отходящего осушенного воздуха, можно сократить расход холода примерно до 50%.

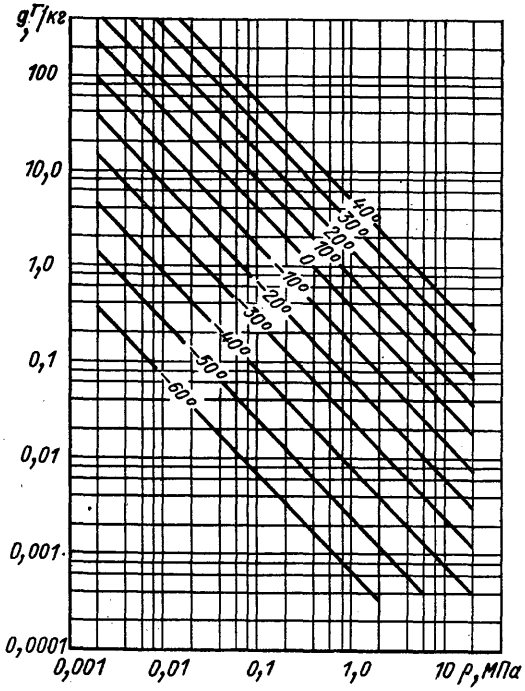


Рис. II—3. Влагосодержание насыщенного воздуха g (в г/кг) в зависимости от давления и температуры

В процессе осушки воздух можно охлаждать в поверхностном воздухоохладителе либо непосредственным контактом с холодной жидкостью в контактном аппарате. В обоих случаях решающее значение имеют температурные границы процесса. При температуре охлаждающей поверхности выше 0°С сконденсировавшаяся из воздуха влага оседает на холодной поверхности в жидком виде, свободно стекает вниз и легко отводится из системы. При температурах ниже 0°С конденсат высаживается в твердой фазе в виде снеговой шубы и должны предусматриваться специальные меры для ее удаления.

В контактных воздухоохладителях при температурах выше 0°С применяют холодную воду, ниже 0°С — рассолы. Конденсируясь в раствор, влага из воздуха понижает его концентрацию. Для поддержания ее на постоянном уровне необходимо либо сливать часть декон-

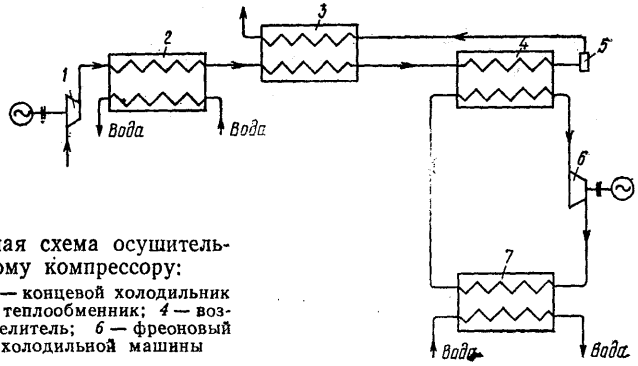


Рис. II—4. Принципиальная схема осушительного агрегата к воздушному компрессору:
1 — воздушный компрессор; *2* — концевой холодильник компрессора; *3* — воздушный теплообменник; *4* — воздухоохладитель; *5* — водоотделитель; *6* — фреоновый компрессор; *7* — конденсатор холодильной машины

центрированного рассола и добавлять соли, либо устанавливать дополнительно специальную выпарную установку, обычно вакуумной системы. Такое усложнение осушительного оборудования оправдывает себя только в наиболее крупных установках.

В зависимости от параметров осушаемого воздуха применяют различные поверхностные теплопередающие охлаждающие аппараты — вертикальные и горизонтальные кожухотрубные, радиаторного типа и др. Осушаемый воздух пропускают как внутри, так и снаружи труб. При контактном процессе для охлаждения сжатого воздуха применяют скрубберы различной конструкции с разбрызгиванием охлаждающей жидкости или с орошаемой насадкой. При давлении, близком к атмосферному, можно применять аппараты, подобные камерам орошения систем кондиционирования воздуха.

При использовании всех систем охлаждения не допускается унос капель влаги или части снега, существенно снижающий эффект осушки. Для предотвращения уноса применяют влаго- и снегоуловители.

В осушительных установках в зависимости от температуры охлаждения воздуха, места установки, производительности и т. д. применяют парокомпрессионные холодильные машины, работающие на аммиаке или фреоне по одно- или двухступенчатой схеме.

Системы воздухоснабжения машиностроительных заводов. В ряде отраслей промышленности (автомобильная, авиационная, приборостроительная и др.) в связи с непрерывным повышением требований к качеству технологических процессов необходимо соблюдение условия повышенной сухости сжатого воздуха.

В неответственных случаях, чтобы избежать усложнения осушительной установки, требование к влагосодержанию воздуха ограничивают значением 0,7 г/кг (соответствующая точка росы при атмосферном давлении около —20°С). В этом случае воздух давлением 0,8 МПа достаточно охладить до 5°С. Для воздуха, применяемого в системах КИП, обычно требуется более полная осушка. В этом случае целесообразно применение независимой системы осушки с помощью сухих абсорбентов, стоимость которой относительно невелика.

Если осушаемый воздух требуется только для отдельных участков производства, то осушительное оборудование ставят в соответствующих цехах. Чаще весь потребляемый на предприятии сжатый воздух подвергают осушке. В этом случае осушительное оборудование располагают в заводских компрессорных станциях. Иногда при этом к каждому компрессорному агрегату устанавливают отдельный осушительный агрегат.

Принципиальная схема осушительного агрегата с теплообменником «воздух — воздух» и фреоновой холодильной машиной показана на рис. II—4.

Потребление сжатого воздуха на машиностроительном заводе резко колеблется, поэтому характеристика осушительного оборудования должна иметь возможность приспособляться к переменному режиму во избежание недопустимого понижения температуры охлаждения ниже точки росы и замерзания в периоды пониженного расхода воздуха.

Стоимость оборудования для осушки сжатого воздуха давлением 0,8 МПа составляет до 50% стоимости соответствующего компрессорного оборудования, а дополнительный расход энергии на осушку — около 5% расхода энергии на сжатие воздуха.

Специализированная холодильная установка для осушки воздуха ОВМ15 описана в справочнике «Холодильные машины» данной серии, с. 112—113.

Крепление обрабатываемых деталей примораживанием. Встречаются случаи, когда укрепление обрабатываемой детали на станке обычными способами, в том числе магнитным, приклеиванием и др., оказывается неудобным, нерациональным или даже невозможным. В

таких случаях иногда применяют метод примораживания. Детали располагают в поддоне с небольшим слоем воды, которую затем замораживают, закрепляя таким образом деталь в определенном положении. Подаваемая на рабочий инструмент станка эмульсия при этом должна также непрерывно охлаждаться, чтобы поддерживать необходимый постоянный слой льда в поддоне. Все устройство обычно монтируют на станке в виде съемного приспособления. Источником холода, как правило, является парокомпрессионная холодильная машина небольшой производительности (см. справочник «Холодильные машины» данной серии).

Гибка труб с замороженной в них водой. Этот способ вместо обычно практикуемого (заполнения песком, канифолью или другими наполнителями) дает хорошие результаты по овальности, радиусу загиба и чистоте внутренней поверхности труб. Трубы охлаждают до —25÷—30°С, чтобы уменьшить опасность частичного оттаивания льда при последующем гнутье на гибочном станке.

В металлургии широко используется обогащенное кислородом дутье. Оно базируется на применении искусственного охлаждения; это, однако, относится к области криогенной техники и в настоящем справочнике не рассматривается.

В заключение следует упомянуть такие крупные и широко распространенные здесь потребители холода, как установки кондиционирования воздуха в производственных и конторских помещениях, холодильные испытательные камеры, которые описаны в соответствующих разделах справочников данной серии.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Холод в машиностроении/[А. П. Клименко, Н. В. Новиков, Б. Л. Смоленский и др.] — М.: Машиностроение, 1969.—247 с.

ГЛАВА III

ХОЛОД В СТРОИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКЕ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В данной главе рассматривается два аспекта применения искусственного и естественного холода в строительстве:

1. Замораживание грунтов при строительстве подземных сооружений (шахты, туннели, хранилища сжиженного газа и др.), для создания противофильтрационных завес в плотинах мерзлого типа и других гидротехнических сооружениях, а также для укрепления грунтов в основаниях различных строительных объектов: зданий, дорог, нефте- и газопроводов и т. п.

2. Охлаждение массивных бетонных сооружений (массивных плотин и т. п.), предпринимаемое в целях предотвращения высоких температурных напряжений, которые могут возникать в связи с выделением при твердении бетона теплоты экзотермии и приводить к образованию трещин.

ИСКУССТВЕННОЕ ЗАМОРАЖИВАНИЕ ГРУНТОВ

Искусственное замораживание грунтов с помощью холодильных машин нашло широкое распространение при строительстве различных объектов угледобывающей, горнорудной, горно-химической промышленности, а также в гидротехническом, транспортном строительстве (в том числе в метростроении) и при строительстве подземных сооружений водоснабжения и канализации. Замораживание наряду с другими специальными способами проходки (водопонижение, цементация и т. п. [15]) применяют для защиты сооружений от попадания подземных вод из водоносных слоев грунта.

Способ искусственного замораживания грунтов состоит в том, что в водоносных грунтах вокруг места расположения будущего сооружения (шахтного ствола, туннеля и т. п.) образуют временное или постоянное ледогрунтовое ограждение, защищающее от проникновения в них воды или плывуна.

Ледогрунтовое ограждение может иметь двоякое назначение: служить в качестве водонепроницаемой перемычки — завесы, не воспринимая на себя давления грунта и воды, или играть роль подпорной стенки, выдерживающей давление воды и грунта, т. е. обладать соответствующей механической прочностью. В первом случае, как показал опыт, достаточная толщина завесы составляет 10—15 см, во втором случае необходимая толщина стенки определяется соответствующим прочностным расчетом. Так, для ледогрунтового ограждения, создаваемого вокруг цилиндрической выработки (шахтного ствола и т. п.), необходимую толщину ограждения E приближенно можно определить по формуле Ляме [23]

$$E = R_{\text{ств}} \left(\sqrt{\frac{[\sigma_{\text{сж}}]}{[\sigma_{\text{сж}}] - 2p}} - 1 \right), \quad \text{(III—1)}$$

где $R_{\text{ств}}$ — радиус ствола шахты в проходке; $[\sigma_{\text{сж}}]$ — допускаемое напряжение сжатия для мерзлых грунтов; p — максимальное давление на ледогрунтовое ограждение.

Формула (III—1) справедлива при $2p < [\sigma_{\text{сж}}]$, т. е. для неглубоких скважин. Более точную методику расчета толщины подпорной стенки можно найти в [20].

При замораживании грунтов содержащаяся в них вода переходит в твердое состояние и скрепляет твердые частицы грунта подобно тому, как цемент скрепляет составляющие бетона при его твердении. Замороженные грунты не фильтруют подземные воды и обладают намного большей прочностью, чем талые (подробно о механических свойствах мерзлых грунтов см. ниже).

По сравнению с другими специальными способами проходки замораживание целесообразно применять при мощности водоносных слоев свыше 10 м, если же мощность водоносных слоев превышает 200 м, замораживание является единственно возможным способом защиты сооружений от подземных вод.

В СССР к 1980 г. этим способом только в угольной и горнорудной промышленности сооружено свыше 700 вертикальных и наклонных шахтных стволов общей длиной свыше 60 км. Шахтные стволы наибольшей глубины в нашей стране построены на Яковлевском железорудном месторождении (Курская магнитная аномалия), их глубина достигает 600 м. В Канаде на калийной шахте пройден ствол глубиной 914 м.

Наиболее распространенной схемой замораживания является следующая: вокруг предполагаемой выработки через толщу грунтов, включая водоносные, бурят скважины на определенном расстоянии l одна от другой; в

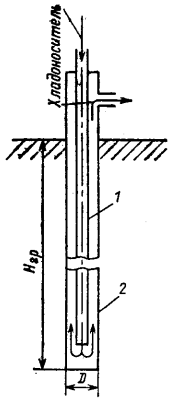


Рис. III—1. Простейшая конструкция замораживающей колонки

скважины опускают замораживающие колонки — теплообменники типа «труба в трубе», по которым насосом прогоняют хладоноситель с отрицательной температурой. Вокруг каждой колонки намерзает ледогрунтовый цилиндр, радиус которого $r_з$ постепенно увеличивается, и при $r_з = l/2$ ледогрунтовые цилиндры смыкаются, образуя сплошную ледогрунтовую стенку. (Более точно форма ледогрунтового образования вокруг отдельных колонок в системе рассмотрена ниже.)

Колонка простейшей конструкции показана на рис. III—1. Хладоноситель целесообразно подавать во внутреннюю трубу *1*, которую называют питающей. Открытый нижний конец питающей трубы не доходит до дна колонки на 400—500 мм. Хладоноситель охлаждает грунт через стенку наружной трубы *2*, поднимаясь по кольцевому зазору между внутренней и наружной трубами.

В качестве хладоносителя чаще всего при искусственном замораживании применяют раствор $CaCl_2$ — рассол (подробнее о выборе хладоносителя см. ниже).

Системы колонок могут быть линейными (для образования плоских ледогрунтовых стенок) и круговыми (для образования ледогрунтовых ограждений вокруг цилиндрических выработок). Диаметр окружности, по которой располагаются колонки, в последнем случае должен быть равен диаметру выработки плюс толщина ледогрунтового ограждения: удаление замораживающих скважин на большее расстояние от центра выработки нежелательно, так как приводит к увеличению их числа и, следовательно, к дополнительным затратам на буровые и монтажные работы; приближение скважин к центру также нежелательно, так как в этом случае при проходке ствола будет подлежать выборке часть замороженной породы, что осложнит работу и уменьшит толщину ледогрунтового ограждения.

Необходимая толщина ледогрунтового ограждения (а следовательно, и шаг между скважинами) определяется прочностными расчетами, однако при этом необходимо принимать во внимание возможность отклонения скважин от вертикали при бурении. Строительными нормами и правилами (СНиП III.15—9—69) допускается отклонение замораживающих скважин от вертикального положения в пределах $a \leqslant 0{,}5 + 0{,}002\ H$, где a — допустимое отклонение; H — глубина скважины, м.

Однако, как показывает опыт, для скважин глубиной $\leqslant 50$ м при соблюдении технологии бурения отклонения превышают норму не более чем у 10% скважин, и в этом случае нет смысла увеличивать толщину ограждения по сравнению с расчетной: дешевле перебурить отклонившиеся скважины.

Для образования ледогрунтового ограждения вокруг стволов шахт глубиной $\leqslant 400$ м обычно достаточно одного ряда скважин. При большей глубине скважины располагают в два ряда.

Обычно водоносные пласты перекрывают ледогрунтовым ограждением, заглубляя нижние концы колонок на 2—3 м в водоупорный грунт. Если же в основании ствола шахты водоупорный грунт отсутствует, то замораживающие скважины приходится располагать и в пределах ствола шахты, преграждая доступ воды снизу созданием ледогрунтовой подушки.

Выше была рассмотрена наиболее распространенная схема замораживания. В зависимости от местных условий она может подвергаться изменениям. Так появились некоторые частные схемы: зональное, локальное, ступенчатое замораживание и др.

Зональное замораживание применяют при глубоком залегании водоносных грунтов, поскольку замораживание грунтов, залегающих выше водоносного горизонта, нецелесообразно. В таких случаях в замораживающих колонках устанавливают диафрагмы — металлические диски с отверстиями, ограничивающие циркуляцию рассола зоной замораживания. Обратный (отработавший) рассол, достигнув диафрагмы, поступает в специальную отводящую трубу, не соприкасающуюся с грунтом верхних неводоносных слоев. Вместо диафрагмы иногда применяют сжатый воздух, который отжимает рассол в кольцевом пространстве на заданную глубину.

Локальное замораживание, или замораживание грунтов из забоя ствола, применяют при глубоком залегании водоносных грунтов и сравнительно малой мощности их. В таком случае бурить замораживающие скважины с земной поверхности нецелесообразно и их бурят из забоя шахтного ствола.

Ступенчатое замораживание применяют при большой мощности водоносных

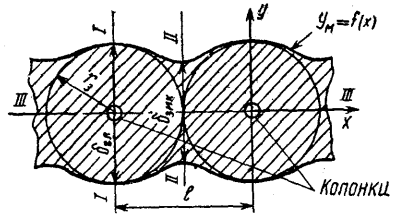


Рис. III—2. Характерная форма ледогрунтовой стенки, образующейся после смыкания цилиндров: $y_м=f(x)$ — граница мерзлой зоны

грунтов. В этом случае одновременное замораживание всей толщи водоносных грунтов связано с необходимостью применения замораживающей станции большой холодопроизводительности. Поэтому замораживание грунтов осуществляют последовательными ступенями: вначале в верхней части, а затем, опускаясь вниз, в нижележащих ступенях. Питающие трубы вначале опускают не на полную глубину замораживающих колонок, а только на высоту первой, затем второй и т. д. ступеней. Высоту одной ступени принимают с таким расчетом, чтобы за время проходки и крепления шахтного ствола в первой ступени было образовано ледогрунтовое ограждение в нижележащей ступени.

Основы теплотехнического расчета. Характерная форма ледогрунтовой стенки, образующейся после смыкания цилиндров, показана на рис. III—2. Как следует из рис. III—2, толщина стенки переменна: максимальная толщина $\delta_{гл}$ наблюдается в сечении *I—I*, которое называют главным, минимальная $\delta_{змк}$ — в замковом сечении *II—II* (сечение *III—III* по оси системы называют осевым).

Толщина стенки в замковом сечении — основной параметр, определяющий надежность ограждения, — определяется из условия прочности. Так, для цилиндрического ледогрунтового ограждения должно быть $\delta_{змк}=E$, где E определяется по формуле (III—1).

Основная задача теплового расчета системы замораживания — определение времени τ для образования стенки необходимой толщины при заданном шаге между колонками l (прямая задача) или определение шага при заданном времени (обратная задача). В обоих случаях должны быть известны конструкция колонки (длина, диаметры труб и т. п.), расход хладоносителя, его теплофизические параметры и температура на входе в колонку, а также влажность, теплофизические параметры в талом и мерзлом состояниях и начальная температура грунта.

Для приближенного решения задачи можно использовать известные решения о затвердевании неограниченного массива, охлаждаемого одиночным цилиндрическим стоком теплоты, приведенные в [22—24, 29]. Так, в [22] приведено решение, справедливое для определения времени намораживания ледогрунтового цилиндра заданного радиуса $r_з$ на одиночной колонке, у которой длина намного больше диаметра при постоянной (по времени и длине) температуре хладоносителя. В размерной форме указанная зависимость имеет вид

$$\tau=\frac{\Phi}{\lambda_м(t_ф-t_х)}\left[\frac{r_з^2}{2}\ln\frac{r_з}{r_0}+\right.$$
$$\left.+\left(\frac{\lambda_м}{2\alpha_х r_0}-\frac{1}{4}\right)\left(r_з^2-r_0^2\right)\right], \quad \text{(III—2)}$$

где $\Phi=\varphi W\rho_{ск}$ — теплота фазового превращения воды, содержащейся в 1 м³ грунта ($\varphi=335$ кДж/кг — теплота плавления воды; W — массовая влажность; $\rho_{ск}$ — плотность скелета грунта; $\lambda_м$ — коэффициент теплопроводности мерзлого грунта; $t_ф$, $t_х$—температура фазового перехода и температура хладоносителя в колонке; $r_з$, r_0 — радиусы соответственно ледогрунтового цилиндра и колонки; $\alpha_х$ — коэффициент теплоотдачи от стенки колонки к хладоносителю, движущемуся в кольцевом канале, $\alpha_х$ определяют по известным закономерностям конвективного теплообмена (см., например, [22]).

Уравнение (III—2) выведено в предположении квазистационарного режима замораживания, т. е. считают, что отводится только теплота фазового перехода и не учитывается теплота для охлаждения замороженного грунта от начальной температуры $t_{гр}>t_ф$ и для переохлаждения замороженного слоя от $t_ф$ до среднеобъемной температуры мерзлого слоя $t_{ср.м}<t_ф$. Эту неточность можно приближенно учесть, если вместо теплоты превращения Φ использовать величину

$$\Phi'=c_т\rho_т(t_{гр}-t_ф)+\varphi W\rho_{ск}+$$
$$+c_м\rho_м(t_ф-t_{ср.м}), \quad \text{(III—3)}$$

где $c_т\rho_т$ — объемная теплоемкость талого грунта; $c_м\rho_м$ — то же, для мерзлого грунта.

Среднеобъемную температуру ледогрунтового цилиндра можно найти из выражения

$$\frac{t_ф-t_{ср.м}}{t_ф-t_{ст}}=$$
$$=\frac{\ln r_з-\left(r_з^2\ln r_з-r_0^2\ln r_0\right)/\left(r_з^2-r_0^2\right)+0{,}5}{\ln r_з/r_0}, \quad \text{(III—4)}$$

где $t_{ст}\simeq t_х+(2\div3)$°C — температура стенки скважины.

Формула (III—4) справедлива до смыкания ледогрунтовых цилиндров.

Расчеты по уравнению (III—2) с учетом выражения (III—3) тем более соответствуют реальной задаче, чем меньше доля теплот охлаждения и переохлаждения по сравнению с теплотой фазового перехода.

Вторая погрешность уравнения (III—2) связана с тем, что при его выводе не учитывалась теплота охлаждения талого грунта, находящегося за пределами ледогрунтового цилиндра.

Приближенно тепловой поток от талого грунта можно найти как теплоту, поступающую из бесконечного массива к поверхности границы раздела фаз, имеющей температуру $t_ф$. Считая условно эту поверхность плоской, тепловой поток от талого грунта к одной колонке в момент времени τ можно найти по уравнению

$$Q_т(\tau) \simeq \frac{2lH(t_{гр} - t_ф)}{\sqrt{\pi}} \sqrt{\lambda_т c_т \rho_т / \tau}. \quad (III—5)$$

Тепловой поток к колонке от мерзлого грунта в тот же момент времени

$$Q_м(\tau) = 2\pi H(t_ф - t_х) \Big/ \left(\frac{1}{\alpha_х r_0} + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{\lambda_м} \ln \frac{r_з(\tau)}{r_0}\right), \quad (III—6)$$

где $r_з(\tau)$ — радиус ледогрунтового цилиндра в момент времени τ в соответствии с уравнением (III—2).

Сопоставляя $Q_т$ с $Q_м$, можно судить о величине погрешности, вызванной тем, что не был учтен теплоприток из талой зоны. В [24] рекомендуется учитывать этот теплоприток, вводя в правую часть уравнения (III—2) множитель $\overline{Q}_м + \overline{Q}_т/\overline{Q}_м$, где $\overline{Q}_м$ и $\overline{Q}_т$ — средние значения теплопритоков от мерзлого и талого грунтов за время процесса τ.

Толщина слоя талого грунта (от границы раздела фаз), в котором температура понижена по сравнению с первоначальной температурой $t_{гр}$, зависит от времени и может быть определена из выражения

$$\xi \cong 3{,}46 \sqrt{\lambda_т \tau / c_т \rho_т}. \quad (III—7)$$

Средняя температура грунта в этой зоне

$$t_{ср.т} \simeq t_{гр} - \frac{1}{3}(t_{гр} - t_ф).$$

Для ненагруженных ледогрунтовых ограждений время замораживания практически можно ограничить временем, необходимым для смыкания ледогрунтовых цилиндров, т. е. находить $\tau_{кон}$ как время, при котором $r_з = l/2$.

Для подпорных стенок замораживание продолжают до получения необходимого значения $\delta_{змк}$. Однако уравнением (III—2) время замораживания τ связано не с искомой величиной $\delta_{змк}$, а с толщиной ледогрунтовой стенки в главном сечении, поскольку можно считать, что $\delta_{гл} \simeq 2r_з$ (см. рис. III—2). Для определения $\delta_{змк}$ при известном $\delta_{гл}$ и заданном шаге l можно воспользоваться уравнением, приведенным в [13], которое дает координату $y_м$ границы раздела фаз в зависимости от x:

$$y_м = \frac{l}{2\pi} \operatorname{ArCh}\left(\operatorname{Ch}\frac{\pi\delta_{змк}}{l} + \cos\frac{2\pi x}{l} + 1\right).$$

При $x=0$ $y_м = \delta_{гл}/2 = r_з$, т. е.

$$r_з = \frac{l}{2\pi} \operatorname{ArCh}\left(\operatorname{Ch}\frac{\pi\delta_{змк}}{l} + 2\right),$$

откуда, зная $\delta_{змк}$, можно найти соответствующее значение $r_з$, а затем и время замораживания τ по уравнению (III—2) [с учетом выражений (III—3)—(III—6)]. При этом после смыкания ледогрунтовых цилиндров $\delta_{змк}$ увеличивается быстрее, чем $\delta_{гл}$, т. е. с течением времени ледогрунтовая стенка выравнивается и при $\delta_{змк} = 2l$ толщина стенки практически постоянна по длине ($\delta_{змк} = \delta_{гл}$).

В специальных исследованиях [2, 8, 13, 25] описаны более точные решения рассматриваемой задачи, полученные с помощью гидро- и электроинтеграторов или численными методами на ЭВМ. При этом кроме упомянутых неточностей учитывали также изменение температуры хладоносителя по длине колонки, а для цилиндрических ограждений — неравномерность теплового потока от талого грунта, находящегося внутри и снаружи ограждения, и др. Результаты этих исследований обычно представляют в виде критериальных уравнений либо номограмм. Номограмма для определения среднеобъемной температуры мерзлой зоны после смыкания ледогрунтовых цилиндров приведена на рис. III—3, номограмма для определения времени замерзания слоя заданной толщины $\delta_{змк}$ — на рис. III—4.

Объем грунта, замороженного одной колонкой, в период до смыкания ледогрунтовых цилиндров определяется как объем цилиндра, а после смыкания может быть подсчитан по формуле

$$V_м = \left(0{,}405\delta^2_{змк} + 0{,}516l^2\right) H. \quad (III—8)$$

Среднюю нагрузку на холодильную машину можно определить двумя способами:

а) $Q_0 = (\overline{Q}_м + \overline{Q}_т)\frac{L}{l} k_1 k_2,$

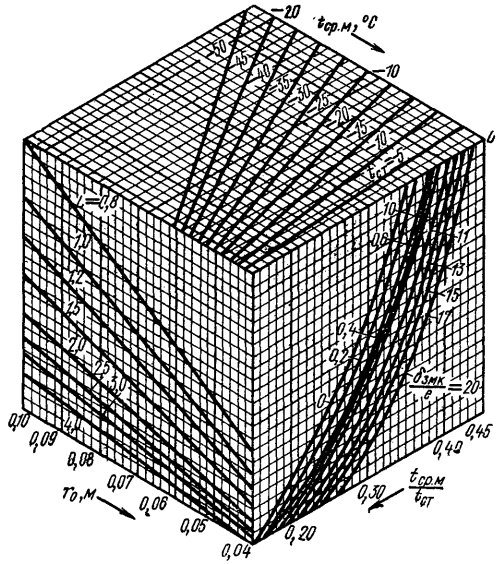


Рис. III—3. Номограмма для определения среднеобъемной температуры в мерзлой зоне после смыкания ледогрунтовых цилиндров [13]

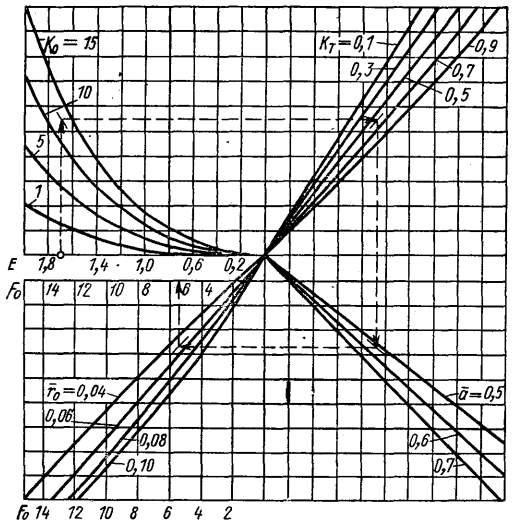


Рис. III—4. Зависимость безразмерной толщины стенки в замковом сечении $E=\sigma_{эмк}/l$ от критериев: $F_o=a_т\tau/l^2$; $\bar{a}=a_т/a_м$; $Ko=\Phi/c_м\rho_м(t_ф-t_{ст})$; $K_т=(t_{гр}-t_ф)/(t_ф-t_{ст})$; $\bar{r}_o=r_o/l$

где L/l — общее число скважин в ограждении длиной L; $k_1=1{,}1\div1{,}2$—коэффициент, учитывающий потери холода в наземных трубопроводах и арматуре; k_2 — коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки во времени;

б) $$Q_0=\frac{1}{\tau_{кон}}\left[\varphi' W\rho_{ск}V_м+\frac{1}{3}c_т\rho_т\times\right.$$

$$\left.\times(t_{гр}-t_ф)\ V_т\right]\frac{L}{l}\ k_1k_2,$$

где $V_м$ — объем мерзлого грунта по выражению (III—8); $V_т$ — объем охлажденного талого грунта, приходящийся на одну колонку, определяемый с учетом формы ограждения из выражения (III—7).

Выше изложен приближенный метод расчета процесса замораживания в нефильтрующих грунтах. При наличии фильтрации грунтовых вод условия замораживания ухудшаются, а расчет усложняется. Метод расчета замораживания в фильтрующих грунтах см. в [2, 17 и др.].

Теплофизические и механические свойства грунтов. Температуру фазового перехода $t_ф$ незасоленных грунтов в практических расчетах принимают равной 0°С. Однако в действительности это приближенно справедливо только для песчаного грунта. Для грунтов, содержащих твердые частицы более мелких фракций, чем у песка, 0°С следует считать температурой начала замерзания; при этой температуре замерзает только так называемая свободная вода, заполняющая крупные поры между твердыми частицами. Остальная часть воды, содержащейся в грунте, является связанной и замерзает при отрицательных температурах. При этом формы связи отдельных молекул воды с твердыми частицами различны и зависят от природы действующих на них сил. Соответственно неодинакова и температура фазового перехода связанной воды. Различают рыхлосвязанную воду, находящуюся под воздействием капиллярных сил, и прочносвязанную воду, находящуюся под воздействием электромолекулярных (адсорбционных) сил. Рыхлосвязанная вода замерзает в интервале отрицательных температур $\Delta t_ф$, величина которого зависит от дисперсного состава грунта: чем мельче размер частиц грунта, тем шире интервал $\Delta t_ф$. Прочносвязанная вода не замерзает даже при —70°С. Ее количество тем больше, чем больше дисперсность грунта.

В связи с этой особенностью состояние грунтов при $t<0$°С подразделяют на твердомерзлое и пластично-мерзлое. В пластично-мерзлом состоянии не вся рыхлосвязанная вода перешла в твердое состояние и грунт из-за этого не имеет достаточной твердости. Приближенные границы твердомерзлого состояния (по СНиП II—Б.6—66) следующие: пылеватые пески — $t\leqslant$—0,3°С, супеси — $t\leqslant$—0,6°С, суглинки — $t\leqslant$—1.0°С, глины — $t\leqslant$—1,5°С.

Для каждого вида грунта в интервале фа-

зового перехода $\Delta t_ф$ существует вполне определенная зависимость между температурой и количеством незамерзшей воды или, наоборот, между t и количеством образовавшегося льда. Последнюю зависимость принято называть кривой льдистости; по опытным данным, ее принято аппроксимировать экспоненциальной или гиперболической зависимостью [30]. Соответственно этой зависимости выделение теплоты затвердевания происходит постепенно, пропорционально количеству образующегося льда. При ответственных расчетах надежности ледогрунтовых завес следует учитывать указанные свойства мерзлых грунтов в постановке задачи теплопроводности с подвижной границей раздела фаз.

Теплофизические характеристики грунта зависят от его состояния (талый или мерзлый), минералогического состава, дисперсности, влажности и температуры.

Плотность влажного грунта в зависимости от влажности определяется формулой

$$\rho = \rho_{ск}(1 + W).$$

Теплоемкость грунтов подчиняется закону аддитивности и может быть вычислена по данным о массовом составе и значениям теплоемкости твердых частиц $c_{тв} \simeq 0{,}84 \pm 0{,}13$ кДж/(кг·К), воды $c_в = 4{,}186$ кДж/(кг·К) и льда $c_л = 2{,}12 - 0{,}008\ t$ кДж/(кг·К).

Коэффициенты теплопроводности λ и температуропроводности $a = \lambda/c\rho$ существенно зависят от природы грунта, его состояния (талое или мерзлое), влажности, температуры, а также от плотности и структуры (естественная или нарушенная).

Теплопроводность большинства грунтов при замерзании увеличивается (для песчаных грунтов в среднем можно считать $\lambda_м/\lambda_т \simeq 1{,}25$). Однако установлено, что для глинистых грунтов при малой влажности $\lambda_м/\lambda_т < 1$.

С увеличением влажности коэффициенты теплопроводности талого и мерзлого грунтов увеличиваются (за исключением $\lambda_м$ для глины, который имеет минимум при влажности 5—10%); коэффициент температуропроводности с увеличением влажности увеличивается, но при некотором значении W может иметь слабо выраженный максимум.

Влиянием температуры на величины λ и c обычно пренебрегают и считают постоянными: при $t \geqslant 0$°С $\lambda = \lambda_т$ и $c = c_т$, а в твердомерзлом состоянии $\lambda = \lambda_м$ и $c = c_м$. В интервале температур $\Delta t_ф$ (пластично-мерзлое состояние) влияние t на λ и c учитывают по интерполяционным формулам, чаще всего линейным.

Следует однако отметить, что в расчетах выделение теплоты фазового перехода в интервале температур $\Delta t_ф$ чаще всего учитывают соответствующим изменением числового значения теплоемкости и температуропроводности, т. е. вместо истинных значений в расчет вводят величины

$$c_{эф}(t) = c(t) + d\Phi/dt \text{ и } a_{эф} = \lambda(t)/c_{эф}(t),$$

где $d\Phi/dt = \lim_{\Delta t \to 0} \Delta\Phi/\Delta t$ — количество теплоты фазового перехода, выделяемой при данной температуре в соответствии с кривой льдистости.

В приведенном выше методе теплотехнического расчета кроме перечисленных упрощений не учитываются также такие явления, как миграция и перераспределение влаги в промерзающих и протаивающих грунтах, которые приводят к пучению мерзлого грунта, возникновению ледяных прослоек и линз и т. п. Подробно эти сложные явления описаны в [20, 30]. Тепловые расчеты с учетом миграции пока не доведены до инженерной методики. Следует отметить, что чем быстрее идет процесс замораживания, тем в меньшей степени сказываются отрицательные явления, связанные с миграцией.

Прочность мерзлых грунтов зависит от температуры, минералогического и гранулометрического составов, влажности и засоленности. С понижением температуры ниже 0°С прочность мерзлых грунтов увеличивается. При этом для песчаных грунтов нарастание прочности в зависимости от отрицательной температуры происходит быстрее, чем для глинистых, что объясняется различным характером зависимости количества незамерзшей воды от температуры. Но и в твердомерзлом состоянии при одной и той же температуре большей прочностью обладают грунты с более крупными частицами. Песчаный грунт в основном имеет частицы от 0,05 до 1 мм, глинистый грунт имеет частицы менее 0,005 мм; при температуре —10°С и влажности $W \simeq 17\%$ предел прочности сжатию песчаного грунта $[\delta_{сж}] \simeq \simeq 1{,}2$ МПа, при той же температуре и влажности $W = 33\%$ для глинистого грунта $[\delta_{сж}] \simeq \simeq 0{,}8$ МПа.

С увеличением влажности прочность мерзлых грунтов увеличивается, поскольку лед является цементирующим веществом, однако это справедливо только до полного влагонасыщения, т. е. до полного заполнения водой пор между твердыми частицами при сохранении их контакта друг с другом. Если же воды так много, что твердые частицы теряют контакт друг с другом, то прочность мерзлого грунта уменьшается. Это происходит из-за того, что прочность чистого льда меньше, чем любого из мерзлых грунтов.

Включения льда в мерзлом грунте могут иметь различный характер, т. е. мерзлые грунты имеют различную текстуру. Различают три основных вида текстуры: слитную, слоистую

и ячеистую. Наибольшей прочностью обладает слитная, которая характеризуется равномерным распределением кристаллов льда; такая текстура характерна для быстрого промораживания. Для слоистой текстуры характерны прослойки чистого льда (ледяные линзы), располагающиеся параллельно границе раздела фаз при медленном промораживании мелкодисперсных грунтов. Ледяные линзы появляются в результате миграции влаги к фронту кристаллизации и приводят к пучению мерзлого грунта. Грунты слоистой структуры обладают неодинаковыми теплофизическими и прочностными свойствами в различных направлениях. В мерзлых грунтах ячеистой текстуры ледяные прожилки имеют различное направление, они обладают наименьшей прочностью.

При замораживании объем грунта увеличивается. Это вызывается тем, что лед имеет примерно на 11% меньшую плотность, чем вода. Если геометрия замораживаемых зон такова, что не происходит промерзания талого грунта в замкнутых полостях, то эта особенность процесса не вызывает осложнений. В противном случае возможно возникновение зон напряженного состояния, что может привести к образованию трещин в ледогрунтовом ограждении.

Замороженные грунты, как и лед, обладают свойством ползучести. Под ползучестью понимается свойство материала увеличивать деформацию под действием длительной нагрузки. Чем длительнее нагрузка, тем меньше прочность мерзлых грунтов. Исследования показывают, что прочность мерзлых грунтов после нагружения в течение месяца составляет только 30—50% мгновенной прочности.

Учитывая многообразие факторов, влияющих на прочностные и теплофизические свойства мерзлых грунтов, рекомендуется для ответственных строительных объектов определять свойства грунтов экспериментально на образцах ненарушенной структуры, причем продолжительность испытаний образцов на прочность должна соответствовать продолжительности работы данного ледогрунтового ограждения. Если специальные испытания не проводятся, то свойства мерзлых грунтов рекомендуется принимать в соответствии со СНиП II—Б. 6—66; при этом коэффициент запаса прочности по отношению к мгновенной прочности принимается равным $n=3\div5$. Подробные данные о свойствах мерзлых грунтов с изложением теоретических и экспериментальных данных можно найти также в монографиях [16, 20, 30].

Выбор источника охлаждения и техника замораживания. Для замораживания грунтов в строительных целях наибольшее распространение получили установки умеренного холода с рассольной системой охлаждения. Применение здесь системы непосредственного охлаждения нецелесообразно по следующим причинам: а) большие потери давления во всасывающем трубопроводе компрессора, связанные с большой длиной охлаждающей системы; б) существенное повышение температуры кипения из-за гидростатического давления столба жидкого холодильного агента в колонках большой глубины (если не организовать стекание жидкости по стенкам колонки пленкой); в) большая стоимость холодильного агента, заполняющего систему большого объема; г) трудность обеспечения необходимой плотности соединений в разветвленной системе; д) сложность регулировки равномерного распределения холодильного агента по колонкам, находящимся на разном расстоянии от холодильной машины.

В качестве хладоносителя применяется раствор $CaCl_2$ из-за его дешевизны, низкой температуры замерзания, нетоксичности и пожаробезопасности. Недостатками раствора $CaCl_2$ являются его относительно большая вязкость и коррозионное действие на металлические трубы.

Температуру кипения холодильного агента в испарителе обычно принимают —25÷—30°С, что позволяет получать температуру рассола на входе в колонки примерно —20÷—25°С. Такие температуры достигаются при использовании одноступенчатых аммиачных или фреоновых (R12) холодильных машин.

В первые 5—7 дней процесса замораживания температура рассола должна понижаться постепенно, чтобы избежать возникновения термических напряжений в замораживающих трубах и, как следствие этого, разрыва их. В следующие 10—15 дней замораживания разность температур между прямым (подводимым) и обратным (отводимым) рассолом составляет обычно 4—5°С, затем она медленно снижается до 2—3°С и, наконец, достигает 1°С. Разность температур между прямым и обратным рассолом меньше 1°С бывает в редких случаях.

Для замораживания грунтов с земной поверхности применяют аммиачные холодильные установки с компрессорами вертикального и горизонтального типов: АВ300/480, АУ150/480, АУ150/720, АГК47, АО600, АО1200, ДАО-750, ДАОН-175, ДАОН-350 и др. Замораживающую станцию с наибольшей стандартной холодопроизводительностью 3060 кВт, состоящую из компрессора АО1200 и восьми компрессоров АУ150/270, применяли при сооружении шахтных стволов на Солигорском калийном комбинате (БССР).

Для замораживания грунтов в подземных условиях используют фреоновые установки, обычно с компрессорами типа 22ФУУ-90 стандартной холодопроизводительностью 109 кВт.

В случае, если на строительстве имеются затруднения в снабжении электроэнергией,

вместо компрессионных холодильных машин можно использовать абсорбционные, при работе которых потребляется теплота, а не электрическая энергия.

Для крупных объектов с потребной холодопроизводительностью более 600 кВт используют стационарные холодильные станции, для объектов с меньшей потребной холодопроизводительностью успешно применяют передвижные замораживающие станции, смонтированные на автомобилях или автоприцепах. В [24] описано несколько вариантов таких установок холодопроизводительностью от 116 до 250 кВт в одном агрегате. В настоящее время в практику строительства внедрена типовая передвижная холодильная станция ПХС-100, выпускаемая заводом «Компрессор», смонтированная в двух фургонах на шасси прицепов МАЗ-5224В. Холодильный агент R22. Установка может работать по схемам двух- и одноступенчатого сжатия: в первом случае при температуре кипения t_0=—40°С и температуре конденсации $t_{кон}$=35°С холодопроизводительность 58 кВт; во втором случае при t_0=—15°С и $t_{кон}$=30°С холодопроизводительность 232 кВт.

Опыт использования передвижных станций показывает, что затраты на них, включая стоимость транспортных устройств, соответствуют стоимости стационарной станции такой же холодопроизводительности, т. е. такие станции оправдывают себя даже при однократном использовании, а многократное использование передвижной станции дает большую экономию. Кроме того, экономится время, так как монтаж передвижной станции производится в 3—4 раза быстрее, чем стационарной. Наиболее часто применяемая температура рассола —20°С.

В последнее время наблюдается тенденция к применению источников холода более низкотемпературных, чем установки умеренного холода, для которых понижение температуры рассола до —40°С можно считать предельным: при более низких температурах резко увеличивается вязкость рассола и появляется опасность его замерзания. При использовании для замораживания грунтов воздушных турбохолодильных машин на входе в охлаждаемый объем обеспечивается температура воздуха —80÷—100°С [31]. Применение турбохолодильных машин целесообразно при глубине скважин менее 30 м. Перспективным методом, все более широко применяемым, является замораживание грунта жидким азотом (см. ниже).

Выбор источника охлаждения и проектирование замораживающей системы необходимо основывать на экономических расчетах, что позволяет установить оптимальный вариант. При этом важнейшими факторами являются следующие: стоимость буровых работ, монтажа замораживающих колонок, а также стоимость эксплуатации системы в единицу времени. Подробно этот вопрос рассмотрен в [24], где показано, что с увеличением шага между скважинами l влияние первых двух факторов уменьшается, а последнего увеличивается, т. е. существует оптимальное значение l, соответствующее наименьшим затратам.

Контроль нормальной работы системы осуществляют по температуре охладителя (рассола, азота, воздуха) на входе и выходе из колонки: зная эти температуры и расход охладителя, можно найти количество теплоты, отнятой от грунта в данный промежуток времени, и (по уравнению баланса теплоты) количество замороженного грунта. Кроме того, площадку производства работ оборудуют контрольными термометрическими и гидрологическими скважинами. Последние бурят внутри шахтного ствола, вокруг которого создается ограждение. При смыкании ледогрунтовых цилиндров в результате увеличения объема грунта при замерзании в нем воды часть талой воды выдавливается в гидрологические скважины. По повышению уровня воды в гидрологических скважинах можно установить момент смыкания ограждения. Существуют также методы определения толщины ледогрунтовых ограждений, например ультразвуковой.

Особенности замораживания жидким азотом. Схема азотного замораживания чрезвычайно проста. Жидкий азот вырабатывают на заводах по разделению воздуха методом глубокого охлаждения и доставляют на строительную площадку в специальных емкостях — авто- или железнодорожных цистернах. Температура жидкого азота при атмосферном давлении — 196°С (77 К). На площадке жидкий азот сливается непосредственно в замораживающие колонки через питающую трубу (самотеком либо под небольшим избыточным давлением, которое может быть создано в закрытой емкости при некотором подпаривании в ней азота). Попадая в колонку, азот воспринимает теплоту из окружающего грунта и, будучи в состоянии насыщенной жидкости, кипит при указанной или несколько более высокой температуре (в зависимости от давления), охлаждая и замораживая грунт. Для уменьшения отрицательного влияния гидростатического давления столба жидкости, а также для уменьшения сопротивления потоку пара, которое особенно велико в начальный период захолаживания системы, желательно, чтобы жидкость не заполняла весь объем кольцевого зазора колонки, а подавалась на наружную стенку колонки отдельными струйками через перфорацию в нижней части питающей трубы и испарялась, стекая по этой стенке в виде пленки [1].

Пары, образующиеся при кипении жидкого азота, первоначально также имеют температуру —196°С, но при движении по кольцевому зазору вверх постепенно нагреваются за счет теплопритока от грунта. Таким образом, охлаждение грунта происходит как за счет теплоты парообразования, так и за счет нагрева паров. Общее количество теплоты, отнимаемое от грунта, определяется из выражения

$$Q_0 = G\,(i_2 - i_1),$$

где G — массовый расход азота через колонку; $i_2 - i_1 = r + c_{pn}\ (t_2 - t_1)$ — разность энтальпий пара на выходе и жидкости на входе.

Кипение, особенно в начальный период охлаждения, происходит очень бурно, и поднимающийся пар уносит с собой большое количество мелких капель неиспарившейся жидкости (т. е. он является влажным насыщенным паром). Поэтому температура пара вначале изменяется медленно и из колонки, в которую заливается жидкость (жидкостная колонка), он выходит еще достаточно холодным (—120÷÷—140°С). Чтобы не терять холод, этот пар направляют во вторую колонку (паровую), где он нагревается до —15÷—30°С и только с такой температурой выбрасывается в атмосферу.

В замораживающей системе жидкостные и паровые колонки чередуются, а для того, чтобы толщина ледогрунтового ограждения получилась равномерной, обычно предусматривают возможность переключения и попеременной подачи в колонку жидкости и пара, так что каждая колонка попеременно является то жидкостной, то паровой.

Теплота парообразования азота при атмосферном давлении $r = 200$ кДж/кг, теплоемкость пара $c_{pn} \simeq 1$ кДж/(кг·К). Полная холодопроизводительность 1 кг азота при указанном температурном режиме составляет 376 кДж/кг.

Количество теплоты, которое необходимо отнять от 1 м³ грунта, чтобы охладить, заморозить и переохладить его от начальной температуры до среднеобъемной температуры мерзлого грунта, соответствует величине Φ' (см. выражение (III—3)). Для песчаного грунта с влажностью 20% при $\rho_{ск} = 1500$ кг/м³, $t_{гр} = 10$°С и $t_{ср.м} = -30$°С значение Φ' составляет 180 500 кДж/м³.

Количество азота, которое расходуется на замораживание 1 м³ грунта, составляет соответственно

$$g = \Phi'/q_0 = 480 \text{ кг/м}^3.$$

В зависимости от влажности, температуры и свойств грунта, а также от температурного режима работы охлаждающей системы g изменяется от 450 до 900 кг/м³.

Порядок теплотехнического расчета при азотном охлаждении в принципе не отличается от приведенного выше [19] [см. уравнения (III—2)—(III—8)]. Так, для расчета времени образования ледогрунтовых цилиндров заданного радиуса (вплоть до их смыкания) можно воспользоваться уравнением (III—2). Анализ этого уравнения показывает, что азотная жидкостная колонка замораживает грунт почти в 10 раз быстрее, чем рассольная (для азотной жидкостной колонки $t_x = -196$°С, а для рассольной $t_x = -20$°С). При этом потери на охлаждение грунта в талой зоне для азотной колонки существенно меньше, чем для рассольной. Азотная система, состоящая из жидкостных и паровых колонок, замораживает грунт примерно в 5—7 раз быстрее, чем рассольная.

Общее количество азота M_a, потребное для замораживания ограждения заданной толщины и длиной L, можно вычислить следующим образом:

$$M_a = \left[g V_м + \frac{1}{3} c_т \rho_т\,(t_{гр} - t_ф)\, V_т / q_0 \right] L / l k_1,$$

где $V_м$ и $V_т$ определяют с учетом уравнений (III—7) и (III—8).

Преимуществами жидкого азота, как вещества для замораживания грунта, являются его антикоррозийность, пожаробезопасность, а также безопасность попадания в грунт при недостаточной герметичности колонок (в то время, как попадание в грунт рассола приводит к плавлению ледогрунтового массива и потере им прочности). В то же время выброс отработавшего азота в атмосферу необходимо организовать так, чтобы в зоне работы людей не создавалась его повышенная концентрация по сравнению с допустимой санитарными нормами для воздухоразделительных установок.

Ледогрунтовые хранилища для жидких углеводородов. Углеводородные газы представляют собой смеси газов метанового (метан CH_4, пропан C_3H_8, н-бутан nC_4H_{10}) или олефинового (этилен C_2H_4, пропилен C_3H_6, н-бутилен nC_4H_8) рядов. Состав газа определяется способом получения: при разработке нефтяных и газовых месторождений в основном получают пропан и н-бутан, а на заводах по переработке нефти — пропилен и др.

Температура жидких углеводородов зависит от давления.

При атмосферном давлении температура жидких углеводородов отрицательна (при $p = 0{,}1$ МПа температура насыщения жидкого пропана $t_{нас} = -42$°С); самую низкую температуру $t_{нас} = -162$°С при атмосферном давлении имеет метан. Хранение жидких углеводородов при атмосферном давлении называют низкотемпературным. Его осуществляют в емкостях, снабженных тепловой изоляцией.

До настоящего времени основным типом хранилища для сжиженных газов являются

наземные металлические газгольдеры высокого давления. Однако они обладают рядом недостатков [21]. Подземные емкости для хранения сжиженных газов более удобны и экономичны, особенно, если для их тепловой изоляции и герметизации служит оболочка, созданная путем замораживания грунта, окружающего емкость.

Простейший способ создания ледогрунтовой оболочки вокруг подземного резервуара — заполнение этого резервуара жидким углеводородом, подлежащим хранению, или каким-либо другим сжиженным газом, например азотом. Вначале жидкость будет полностью испаряться, охлаждая и замораживая окружающий грунт. Однако по мере нарастания ледогрунтовой стенки увеличивается ее тепловое сопротивление и уменьшается количество испаряющейся жидкости. Зависимость между временем замораживания τ и толщиной ледогрунтового ограждения $\delta_э$ в этом случае приближенно можно найти по уравнению Стефана для промораживания полуограниченного грунтового массива [22]:

$$\delta_э \simeq \sqrt{\frac{2\lambda_м (t_ф - t_х)}{\Phi'} \tau}, \quad \text{(III—9)}$$

где $t_х$ — температура насыщения жидкого углеводорода (или азота).

Теплоту фазового перехода Φ' определяют по уравнению (III—3).

Теоретически процесс теплообмена в системе грунтовый массив — резервуар является нестационарным, однако на практике уже спустя 5—7 лет режим можно считать стационарным, так как количество газа, испаряющегося в единицу времени, при этом будет почти постоянным. Испаряющийся газ откачивают, сжижают с помощью специальных холодильных машин и возвращают в хранилище. Чем больше объем резервуара, тем меньше относительные потери. Подземные низкотемпературные резервуары для жидких углеводородов могут иметь объем до 30 тыс. м^3 и более, с их применением площади застройки сокращаются в 8—14 раз [21].

В настоящее время подземные резервуары для жидких углеводородов конструктивно выполняют следующим образом: роют котлован цилиндрической формы, стенки и днище котлована промораживают, а сверху сооружают металлическое изолированное перекрытие в форме шатра.

Поскольку при выборке грунта из котлована большой глубины велика вероятность обнажения водоносных пластов грунта, то ледогрунтовое ограждение необходимо не только для герметизации и укрепления стенок резервуара в эксплуатационный период, но и в период строительства — для защиты котлована от затопления водой или плывуном. В этом случае целесообразно ледогрунтовую оболочку создавать до выборки грунта из котлована, что может быть достигнуто с помощью круговой системы замораживающих колонок (рассольных или азотных), как это описано выше.

Наиболее ответственный элемент хранилища такой конструкции — узел сопряжения кровли с ледогрунтовым ограждением. Подробно конструкция и методы расчета подземных низкотемпературных хранилищ для сжиженных газов, включая технико-экономический анализ, приводятся в [21]. Отмечается, что во многих случаях такие хранилища располагают вблизи водных транспортных магистралей — на берегах рек или на морском побережье. В этих местах часто наблюдается фильтрация подземных вод, что необходимо учитывать в расчетах по определению времени замораживания и при назначении шага между колонками в замораживающей системе [17].

СЕЗОННОДЕЙСТВУЮЩИЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ И ЗАМОРАЖИВАНИЯ ГРУНТОВ

Широкое освоение северных и северовосточных регионов нашей страны связано с разработкой принципиально новых методов строительства на вечной мерзлоте. При застройке таких территорий нарушается естественный тепловой баланс земной поверхности. Так, удаление с поверхности почвы растительного покрова изменяет не только теплоизоляционные свойства поверхностного слоя, но и поглощательную (и отражательную) способность поверхности по отношению к солнечным лучам, что чаще всего приводит к деградации вечной мерзлоты. Под зданиями, сооруженными на вечномерзлом грунте методами, свойственными регионам с южным и умеренным климатом, в результате внутренних тепловыделений (отопление, производственные тепловыделения и т. п.) со временем развивается «чаша» протаявшего грунта. Это нарушает устойчивость зданий: происходит неравномерная осадка грунта при плавлении жильного льда в основании сооружения, что приводит к его деформациям, образованию трещин, даже к разрушению. Возникают сложности и в прокладке различных коммуникаций. Для преодоления указанных трудностей разработано два метода строительства на вечной мерзлоте: предпостроечное оттаивание грунтов на участке застройки (например, электро- или пароотаивание); искусственное сохранение существующей вечной мерзлоты, а также укрепление «вялой» мерзлоты в основаниях сооружений промышленных и жилых зданий, нефте- и газопроводов, опор линий электропередач, опор мостов

и эстакад, дорог, взлетных полос аэродромов, тепловых сетей и т. п.

Последнее в принципе можно было бы осуществить с помощью холодильных машин. Известны примеры использования холодильных машин для сохранения вечной мерзлоты. Однако целесообразней использовать для этой цели особенности климата северной строительно-климатической зоны: более выгодно охлаждать и замораживать грунты с помощью естественного зимнего холода. Поставленная задача в определенной степени решается созданием под зданиями и сооружениями проветриваемых подполий, однако во многих случаях этот метод неприменим по конструктивным соображениям или не обеспечивает достаточно интенсивного охлаждения.

Более активное охлаждение и замораживание грунтов можно осуществить с помощью сезоннодействующих охлаждающих устройств (СОУ). СОУ представляют собой различного типа теплообменные устройства, которые работают только в холодное время года, когда атмосферный воздух холоднее грунта. Передавая теплоту из грунта в воздух, они тем самым охлаждают грунт. Летом СОУ не работают, их отключают весной, а включают осенью (отключение и включение может быть принудительным или автоматическим).

С помощью СОУ можно не только укреплять грунт в основаниях перечисленных сооружений, но и осуществлять его замораживание на большую глубину: в настоящее время созданы СОУ глубиной до 30 м и ведутся разработки устройств глубиной до 80—100 м. Очевидно, что замораживающие системы из СОУ такой глубины могут быть применены для тех же целей, что и описанные в предыдущем разделе охлаждающие системы искусственного замораживания (для проходки стволов шахт, укрепления стенок карьеров и т. п.), если эти строительные объекты возводятся в районах с холодным климатом (практически, если среднегодовая температура воздуха ниже —5°С).

Особенно широкое распространение СОУ нашли в гидротехническом строительстве. С их помощью создают противофильтрационные завесы в грунтовых плотинах мерзлого типа, а также в основаниях таких плотин. Грунтовые и каменнонабросные плотины (иначе их называют плотинами из местных материалов) получили широкое распространение в отдаленных от транспортных магистралей районах, куда трудно доставлять цемент и другие строительные материалы. Такие плотины строят для создания водоемов питьевого и хозяйственного водоснабжения, мелиорации, охлаждения оборотной воды тепловых электростанций и т. п. Высота подобных плотин составляет 5—30 м, их сооружают в поймах малых рек и ручьев, под руслом которых часто имеется протаявший грунт — талик, а ниже располагается вечная мерзлота. Мерзлотная завеса в грунтовой плотине служит противофильтрационным элементом; сопрягаясь с вечной мерзлотой, она создает чашу водохранилища. Мерзлотная завеса в плотине не является несущим элементом: нагрузку от давления столба воды воспринимает вся плотина в целом. Принципиальная конструкция грунтовой плотины с мерзлотной завесой показана на рис. III—5. Сезоннодействующие охлаждающие устройства устанавливают по гребню плотины с определенным шагом, так что в грунте они образуют линейную систему замораживающих колонок.

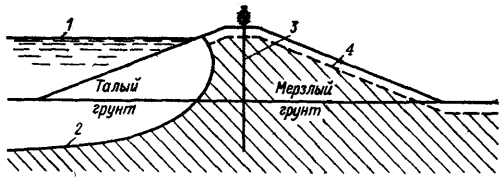


Рис. III—5. Принципиальная конструкция грунтовой плотины с мерзлотной завесой, создаваемой с помощью СОУ:

1 — уровень воды в водохранилище; *2* — граница чаши протаивания; *3* — сезоннодействующее замораживающее устройство (СОУ); *4* — граница сезонного протаивания грунта

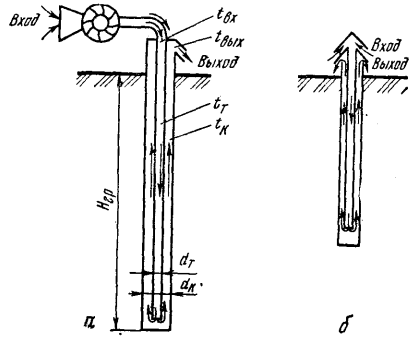


Рис. III—6. Воздушные СОУ с вынужденной (*а*) и естественной (*б*) циркуляцией воздуха

В настоящее время применяют следующие основные типы СОУ: воздушные колонки с принудительной или естественной конвекцией воздуха; жидкостные СОУ с вынужденной или естественной циркуляцией жидкости; парожидкостные СОУ.

Воздушные СОУ по конструкции принципиально не отличаются от рассольных колонок: в устройствах с вынужденной конвекцией (рис. III—6, *а*) холодный воздух вентилятором подается во внутреннюю трубу и, дойдя

до низа колонки, возвращается по кольцевому зазору, охлаждая прилегающий грунт. Доказано, что такое направление движения воздуха по сравнению с противоположным имеет ряд преимуществ, особенно существенных, если внутренняя труба изготовлена из материала с малой теплопроводностью. Возможна и естественная циркуляция воздуха в колонках (рис. III—6, *б*); при этом установка работает по принципу открытого термосифона. Однако в воздушных СОУ с естественной конвекцией скорость циркуляции и интенсивность теплообмена воздуха с грунтом намного меньше, чем при вынужденной конвекции. Кроме того, нельзя гарантировать, что в колонке с естественной циркуляцией установится эффективное направление движения. Поэтому такие устройства применимы для передачи малых тепловых потоков с небольших глубин, например для термостатирования вечной мерзлоты под дорожным полотном. Несмотря на бо́льшие капитальные и эксплуатационные затраты, до сих пор чаще применяют воздушные СОУ с вынужденной конвекцией воздуха.

С помощью воздушных СОУ с вынужденной конвекцией в СССР созданы противофильтрационные завесы грунтовых плотин на оз. Долгом близ г. Норильска (высота 10 м), на р. Ирелях около г. Мирного (высота 21 м), на р. Сытыкан (высота 25 м) и др. Диаметр наружных труб колонок обычно принимают равным 159—219 мм, внутренних — 133—159 мм, скорость воздуха — 2—5 м/с.

Основные отличия воздушных СОУ от описанных выше рассольных колонок вызваны следующим: а) воздух по сравнению с рассолом обладает малой объемной теплоемкостью; б) температура воздуха переменна во времени, в то время как температуру рассола можно поддерживать приблизительно постоянной путем регулирования холодопроизводительности установки. Малая теплоемкость приводит к быстрому нагреву воздуха при его движении в колонке и, следовательно, к неравномерному охлаждению грунта. По экспериментальным данным, для колонок глубиной 20—30 м перепад температур составляет от 7 до 20°С в зависимости от температуры входящего воздуха, его расхода и теплового потока из грунта. В работах [5, 28] показано, что при движении по внутренней трубе температура воздуха $t_{тр}$ возрастает монотонно, а в кольцевом зазоре характер изменения температуры зависит от параметра P:

$$P = \pi d_{тр} H_{гр} k_{тр} / c_{в} \rho_{в} S_{в},$$

где $H_{гр}$—глубина СОУ в грунте (см. рис. III—6); $k_{тр}$ — коэффициент теплопередачи внутренней трубы; $S_{в}$ — объемный расход воздуха.

При $P \geqslant 1{,}5$ наблюдаются сначала рост, а затем понижение температуры $t_{к}$. При этом радиус образующегося вокруг колонки ледогрунтового цилиндра переменен по высоте и имеет минимум. Расход воздуха рекомендуется определять из условия $P = 1 \div 2$, соответствующего относительно равномерному распределению температуры по высоте колонки. Изменения температуры воздуха по высоте колонки в зависимости от плотности теплового потока из грунта описываются следующими приближенными уравнениями:

а) температура потока во внутренней трубе

$$t_{тр} = t_{вх} + PZ\left[x/H_{гр} - \frac{1}{2}(x/H_{гр})^2\right] q_{гр}; \quad \text{(III—10)}$$

б) температура потока в кольцевом канале

$$t_{к} = t_{тр} + Z(1 - x/H_{гр})\, q_{гр}. \quad \text{(III—11)}$$

Средняя температура в кольцевом канале

$$\bar{t}_{к} = t_{вх} + \Delta t_{ц}.$$

Здесь:

$$\Delta t_{ц} = Z(1/2 + 1/3P)\, q_{гр}; \quad \text{(III—12)}$$

$$Z = \pi d_{к} H_{гр} / c_{в} \rho_{в} S_{в},$$

x — расстояние от поверхности грунта до рассматриваемого сечения.

Существенное повышение температуры воздуха (до 2—5°С) наблюдается также в вентиляторе. С учетом сказанного работа воздушных охлаждающих систем считается целесообразной только при температуре воздуха ниже —12÷—15°С.

К недостаткам этих систем следует также отнести возможное сужение сечения каналов (а иногда и полную закупорку) при выпадании на стенках труб инея, что особенно вероятно в районах с влажным климатом.

Жидкостные СОУ с вынужденной циркуляцией жидкости (рис. III—7, *а*) отличаются от рассольных охлаждающих колонок только тем, что охлаждение рассола происходит не в испарителе холодильной машины, а в теплообменнике, охлаждаемом наружным воздухом. Каждое устройство может иметь индивидуальный теплообменник, либо один теплообменник может охлаждать хладоноситель, поступающий из группы устройств. Недостатками устройств этого типа по сравнению с СОУ, в которых осуществляется естественная конвекция, являются наличие насоса, а также затраты на электроэнергию и обслуживание насосов в зимнее время.

Жидкостные СОУ с естественной конвекцией (рис. III—7, *б, в*) представляют собой автономные устройства. Движение хладоносителя в них осуществляется вследствие разности температур грунта и воздуха: более нагретая

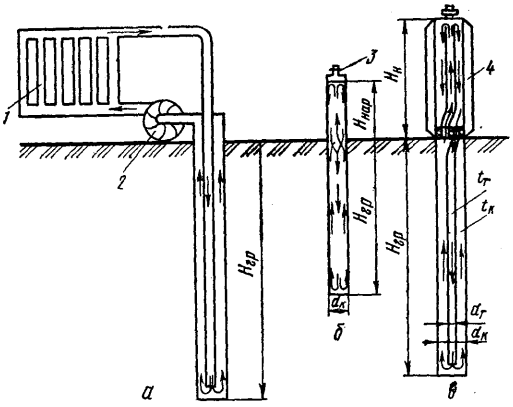


Рис. III—7. Жидкостные СОУ с вынужденной (*а*) и естественной (*б*, *в*) циркуляцией жидкости:

1 — наружный теплообменник; *2* — насос; *3* — штуцер для заправки; *4* — продольные ребра

жидкость из грунтового теплообменника поднимается в наружный, где охлаждается холодным воздухом, и вновь опускается вниз. Очевидно, что циркуляция возможна только при положительной разности температур между грунтом и воздухом, т. е. зимой. Летом циркуляция жидкости самопроизвольно прекращается и теплообмен в этот период происходит только путем теплопроводности через жидкость и стенки трубы, т. е. несоизмеримо мал по сравнению с зимним.

Различают несколько конструктивных модификаций жидкостных СОУ с естественной конвекцией [6]. Основная модификация (см. рис. III—7, *б*) представляет собой единую трубу, нижний конец которой находится в грунте, а верхний — на воздухе [7]. Известны также многотрубные установки, представляющие собой замкнутый контур из труб различного диаметра. Устройство, представленное на рис. 7, *б*, работает по принципу однофазного закрытого термосифона. Эффективность этих устройств существенно зависит от отношения $H_{гр}/d_к$; при $H_{гр}/d_к>25$ в нижней части термосифона наблюдается застойная зона.

Более эффективной модификацией жидкостного СОУ с естественной конвекцией является устройство коаксиального типа (см. рис. III—7, *в*), в котором восходящий и нисходящий потоки разделены, чем исключается возможность застойных зон. Учитывая это преимущество, для глубинного охлаждения грунта применяют жидкостные СОУ коаксиального типа.

До настоящего времени в качестве хладоносителя в жидкостных СОУ в основном использовался керосин, но это может быть и другая жидкость (растворы солей, этиленгликоля, спирты, некоторые фреоны и т. п.). Основные требования к хладоносителю: низкая температура замерзания, большая теплоемкость $c_ж$, малая вязкость $\nu_ж$, а для СОУ с естественной конвекцией также большой коэффициент объемного расширения β.

Для теплового расчета жидкостных СОУ необходимо знать скорость движения в них w и изменение температуры в грунтовом $\Delta t_{гр}$ и наружном $\Delta t_н$ теплообменниках, причем $\Delta t_{гр}=-\Delta t_н$.

Для СОУ с вынужденным движением w обычно принимают равным 0,5—1 м/с, что обеспечивается соответствующим выбором насоса. Изменение температур по глубине можно подсчитать по уравнениям (III—10) и (III—11), подставляя в них расход, теплоемкость и вязкость жидкости.

Для жидкостных СОУ с естественной конвекцией коаксиального типа в предположении линейного изменения температуры жидкости по глубине скорость движения жидкости в кольцевом канале грунтового теплообменника

$$w_к \simeq \sqrt{\frac{g\beta H_{гр} d_к q_{гр}}{8 c_ж \rho_ж \varphi \nu_ж}}, \quad \text{(III—13)}$$

а разность температур жидкости на выходе и входе

$$\Delta t_{гр} \simeq 11{,}3 \sqrt{\frac{\varphi\eta}{(1-\varepsilon^2)^2} \frac{\nu_ж}{c_ж \rho_ж g \beta} \frac{H_{гр} q_{гр}}{d_к^3}}, \quad \text{(III—14)}$$

где φ — коэффициент, учитывающий долю местных сопротивлений движению; $\varepsilon=d_{тр}/d_к$ — отношение средних диаметров труб; $q_{гр}$ — плотность теплового потока из грунта к поверхности грунтового теплообменника.

$$\eta = [2(1-\varepsilon^2)^2/\varepsilon^4] + [3(1+\varepsilon)/(1-\varepsilon)],$$

Зная скорость движения в кольцевом канале грунтового теплообменника, на основании уравнения неразрывности потока можно вычислить скорости движения во всех остальных каналах с учетом их конструктивного оформления. Обычно скорости составляют от 5 до 40 см/с; режим движения жидкости оказывается при этом ламинарным вязкостно-гравитационным. Приближенно внутренние коэффициенты теплоотдачи для этого режима можно вычислить по уравнениям, приведенным в [22], причем для кольцевого канала в качестве диаметра следует принимать эквивалентный диаметр ($d_э=d_{к.вн}-d_{тр.н}$). Коэффициент теплоотдачи от стенок наружного теплообменника вычисляют в соответствии с конструкцией как общий, учитывающий конвективный теплообмен с воздухом при заданной скорости ветра (см. [22]) и радиационный обмен с солнцем и атмосферой (см. [12]).

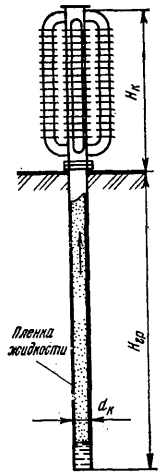


Рис. III—8. Парожидкостное СОУ

Основной недостаток жидкостных СОУ с естественной конвекцией — малая интенсивность процесса внутреннего теплообмена: коэффициенты теплоотдачи от стенок к жидкости (и наоборот) составляют от 10 до 30 Вт/(м²·К) и соизмеримы с коэффициентом теплоотдачи от стенок наружного теплообменника к воздуху. Это приводит к большим перепадам температур между воздухом и стенкой грунтового теплообменника, контактирующей с грунтом. В результате по эффективности охлаждения грунта жидкостные СОУ с естественной конвекцией сопоставимы с воздушными при вынужденном движении воздуха, но уступают парожидкостным.

Парожидкостные СОУ (рис. III—8) обычно представляют собой герметично закрытую трубу, заполненную рабочим веществом, в качестве которого используются холодильные агенты: аммиак, фреоны, пропан и т. п. Рабочее вещество в установке находится в двухфазном состоянии: в виде пара, заполняющего центральную часть трубы, и жидкости в виде пленки, покрывающей стенки. Трубу погружают в грунт на бо́льшую часть своей длины — эта часть является грунтовым теплообменником (испарителем), над поверхностью почвы выступает наружный теплообменник (конденсатор). В целях увеличения поверхности теплообмена конденсаторная часть может быть разветвлена и оребрена.

Зимой пары рабочего вещества в верхней части установки охлаждаются воздухом и конденсируются, конденсат пленкой стекает по стенкам трубы вниз. Здесь жидкая пленка воспринимает теплоту от грунта и испаряется, образовавшийся пар поднимается вверх, и цикл повторяется. В летнее время, когда температура воздуха становится выше температуры грунта, прекращается конденсация пара в верхнем теплообменнике и циркуляция рабочего вещества самопроизвольно прерывается до осенних холодов. Таким образом, в парожидкостном СОУ осуществляется естественная циркуляция рабочего вещества. По принципу действия парожидкостные СОУ можно классифицировать как закрытый двухфазный термосифон (гравитационная тепловая труба).

По данным работ [10, 14], для расчета процесса внутреннего теплообмена в парожидкостных СОУ могут быть применены следующие соотношения.

Для коэффициента теплоотдачи при испарении стекающей пленки в грунтовом теплообменнике

$$\alpha_{гр} = 46 B q_{гр}^{0,7}, \qquad (III—15)$$

где $B = \lambda_ж \left[\frac{\sigma}{g(\rho_ж - \rho_п)}\right]^{-0,15} (r\mu_п)^{-0,7}$.

Приближенно в интервале температур, характерном для парожидкостных СОУ, можно считать B величиной постоянной. Для аммиака $B=0{,}715$, для R12 $B=0{,}475$, для R22 $B=0{,}48$, для пропана $B=0{,}272$.

Для коэффициента теплоотдачи при конденсации пара на внутренней поверхности наружного теплообменника

$$\alpha_{вн} = A\,(H_н q_{гр} F_{гр}/F_{вн})^{-0,224}, \qquad (III—16)$$

где $A = 0{,}67 \sqrt[3]{\frac{\lambda_ж g \rho_ж r}{\nu_ж}} \left(\frac{1}{r\rho_ж \nu_ж}\right)^{0,11}$.

В последних формулах приняты обозначения: σ — коэффициент поверхностного натяжения; r — теплота парообразования; μ и ν — динамический и кинематический коэффициенты вязкости; индексы: ж — жидкость, п — пар.

Приближенно в интервале температур —5÷+20°С для аммиака $A=66\,000$, для R12 $A=8000$, для R22 $A=9700$, для пропана $A=4600$. Пределы изменения коэффициентов теплоотдачи: $\alpha_{гр}=150\div1500$ Вт/(м²·К), $\alpha_{вн}=1000\div20\,000$ Вт/(м²·К), т. е. на один-два порядка выше, чем для жидкостных СОУ.

Теплоотдача наружного теплообменника в воздух рассчитывается в том же порядке, что и для жидкостных СОУ.

По глубине парожидкостного СОУ наблюдается небольшой градиент температуры, связанный с перепадом давлений в нижней и верхней частях. Этот перепад может быть вычислен по уравнению

$$\Delta t_п = \frac{g(H_н + H_{гр})}{r} \cdot \frac{(\rho_ж - \rho_п)}{\rho_ж} T_{нас}, \qquad (III—17)$$

где $T_{нас}$ — абсолютная температура насыщения при среднем давлении в установке.

Величина $\Delta t_п$ для СОУ высотой 30 м составляет $\simeq 0{,}3$°С для R12 и $\simeq 0{,}05$°С для аммиака.

Парожидкостные СОУ являются самыми эффективными сезоннодействующими устройствами. По эффективности к ним приближаются только жидкостные СОУ с вынужденной циркуляцией, но в отличие от последних к парожидкостным СОУ не требуется подводить энергию извне, кроме того, конструкция парожидкостных СОУ менее металлоемка.

Тепловой расчет СОУ. Под тепловым расчетом сезоннодействующих охлаждающих устройств всех типов подразумевается решение задачи о тепловом взаимодействии системы грунт — охлаждающее устройство — атмосфера. В общем случае искомым является температурное поле в грунте, охлаждаемом одиночным устройством или некоторой системой устройств в течение заданного интервала времени. В частных случаях это могут быть следующие показатели: $r_{зм}$ — максимальный радиус ледогрунтового цилиндра, образующегося вокруг одиночного устройства за первый зимний период, либо соответствующая толщина ледогрунтового ограждения, создаваемого системой устройств; $Q_м$ — количество теплоты, передаваемой участком грунтового теплообменника длиной 1 м за зимний период; $\tau_{см}$ — время смыкания ледогрунтовых цилиндров и др.

Данная задача может быть решена как задача нестационарной теплопроводности в грунтовом массиве, охлаждаемом через цилиндрическую полость (или систему полостей), на границах которой заданы переменные по времени граничные условия III рода [3, 6]. При этом охлаждающей средой служит наружный воздух, а в качестве коэффициента теплоотдачи выступает эффективный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{эф}$, определяемый соотношением

$$\alpha_{эф} = \frac{1}{(1/\alpha_{гр}) + (\Delta t_ц/q_{гр}) + (F_{гр}/\alpha_{вн}F_{вн}) + \overline{+ (F_{гр}/\alpha_н F_н)}},$$

где $\alpha_{гр}$, $\alpha_{вн}$, $\alpha_н$ — соответственно коэффициенты теплоотдачи между внутренней поверхностью грунтового теплообменника и рабочим веществом, между рабочим веществом и внутренней поверхностью наружного теплообменника, между поверхностью наружного теплообменника и атмосферой; $\Delta t_ц$ — средний температурный напор между рабочим веществом в грунтовом и наружном теплообменниках; $F_{гр}$, $F_{вн}$, $F_н$ — соответствующие площади поверхностей теплообмена.

Расчетные зависимости для $\alpha_{гр}$, $\alpha_{вн}$ и $\alpha_н$ для охлаждающих устройств различных типов приведены выше, а также в справочнике [22] и др. Так как у воздушных СОУ наружного теплообменника нет, то для них $\alpha_{вн}=\alpha_н=\infty$.

Величину $\Delta t_ц$ для воздушных СОУ вычисляют по уравнению (III—12); для жидкостных — как $\Delta t_ц = \frac{1}{2}\Delta t_{гр}$; для парожидкостных — как $\Delta t_ц = \frac{1}{2}\Delta t_п$, где $\Delta t_{гр}$ и $\Delta t_п$ определяют соответственно по уравнениям (III—14) и (III—17).

Точное решение данной задачи с учетом переменного во времени значения $q_{гр}$ выполняется методом математического моделирования на ЭВМ. Обобщение таких расчетов для 600 вариантов одномерной задачи (одиночные СОУ) и 60 вариантов двухмерной задачи (линейные системы СОУ), охватывающих практически все возможные пределы изменения переменных, выполнено методом подобия. Полученные критериальные уравнения составляют основу инженерного метода расчета СОУ. Общий вид критериального уравнения для любого из перечисленных искомых параметров имеет вид

$$X_i = f(\mathrm{Fo}/\mathrm{Ko};\ \mathrm{Bi};\ H_{нч};\ \theta_а;\ R_t;\ T_{нч};\ L),$$

где X_i — искомый параметр в безразмерной форме; $X_1=r_{зм}/R$; $X_2=Q_м/\Phi R^2$ и т. п.;

$$\mathrm{Fo}/\mathrm{Ko} = \lambda_м\tau_г\,|\,\overline{t}_в\,|/\Phi R^2;\quad \mathrm{Bi} = \alpha_{эф}d_к/\lambda_м;$$

$$H_{нч} = (\Phi + c_т\rho_т t_{гр})/\Phi,$$

$$\theta_а = A/|\overline{t}_в|;\quad R_к = d_к/2R;$$

$$T_{нч} = \tau_{нч}/\tau_г;$$

$\tau_г$ — продолжительность года, $|\overline{t}_в|$ — абсолютное значение среднегодовой температуры воздуха; A — амплитуда сезонных колебаний температуры воздуха (приближенно полагают, что температура воздуха изменяется по синусоидальному закону; $t_{гр}$ — начальная температура грунта; $R=3$ м — предельный радиус ледогрунтового цилиндра, который может быть заморожен за один зимний сезон, принятый в качестве линейного масштаба; $\tau_{нч}$ — время включения СОУ в работу, отсчитываемое от 15 апреля.

Конкретно для замораживания грунта одиночными СОУ при включении их в работу с 1 октября ($T_{нч}=0{,}458=\mathrm{const}$) критериальные уравнения получены в форме

$$X_i = C_i\,|\,\mathrm{Fo}/\mathrm{Ko}\,|^{m_i}\mathrm{Bi}^{n_i}\,H_{нч}^{a_i}\,\theta_а^{b_i}. \quad (\text{III—18})$$

Численные значения показателей степени и коэффициентов C_i приведены в табл. III—1.

Таблица III—1

Значение показателей степени и коэффициента C_i в уравнении (III—18)

Значения		$X_1=r_{зм0}/R$	$X_2=Q_{м0}/\Phi R^2$
C_i	Bi ⩽ 2	0,52 + 4,0 ($R_к$ — 0,0167)	1,18 + 5,4 ($R_к$ — 0,0167)
	Bi > 2		1,40 + 6,4 ($R_к$ — 0,0167)
m_i	Bi ⩽ 2	0,49 + 2,3 ($H_{нч}$ — 1)	0,93 — 0,5 ($H_{нч}$ — 1)
	Bi > 2	0,49 + 1,0 ($H_{нч}$ — 1)	0,88 — 0,5 ($H_{нч}$ — 1)
n_i	Bi ⩽ 2	0,27 + 1,3 ($H_{нч}$ — 1)	0,50
	Bi > 2	0,19 + 1,0 ($H_{нч}$ — 1)	0,09
a_i		— 5,1 + 0,6 Θ_a	0,60
$в_i$		0,20	0,47

В табл. III—1 $r_{зм0}$ — максимальный радиус ледогрунтового цилиндра, намороженный за зиму при включении СОУ 1 октября; $Q_{м0}$ — полное количество теплоты, передаваемой за зиму участком грунтового теплообменника длиной 1 м при включении СОУ 1 октября.

При найденных $r_{зм0}$ и $Q_{м0}$ текущие значения (в течение зимы) радиуса ледогрунтового цилиндра $r_{з0}(\tau)$ и количества переданной теплоты $Q_0(\tau)$ могут быть определены по графикам рис. III—9.

Если СОУ включаются не в начале зимы (не 1 октября), а в более поздние сроки, то количество намороженного грунта и переданная теплота составляют определенную долю от $r_{зм0}$ и $Q_{м0}$ и могут быть определены по графикам рис. III—10.

Взаимное влияние СОУ при их объединении в однорядную линейную систему может быть установлено по графикам (рис. III—11), построенным по результатам решений двухмерной задачи. При этом $\delta_{гл.м}$ принимается равным $2r_{зм}$, где $r_{зм}$ находится по приведенному выше критериальному уравнению (III—18) для одиночного СОУ. Из рис. III—11 следует, что к концу зимы смыкание цилиндров, нарастающих на отдельных СОУ, возможно, если шаг между СОУ в системе отвечает условию

$$l \leqslant 1{,}15\delta_{гл.м} \text{ или } \leqslant 2{,}3r_{зм}. \quad \text{(III—19)}$$

Определим в качестве примера шаг в линейной системе для трех типов СОУ с одинаковыми наружными размерами грунтового теплообменника: $H_{гр}=25$ м; $d_к=159{\cdot}5$ мм, при одинаковых климатических условиях и параметрах грунта и включении 1 октября. Шаг между СОУ определим из условия смыкания ледогрунтовой стенки к концу первого зимнего периода.

Расчет выполним для климатических условий г. Мирного: $\bar{t}_в=-7{,}6°C$; $A=24{,}6°C$. Свойства грунта: $\rho_т=2090$ кг/м³; $\rho_{ск}=1700$ кг/м³; $W=18\%$; $\lambda_м=2$ Вт/(м·К); $c_т=1156$ Дж/(кг·К); $\varphi=335{,}2$ кДж/кг; соответственно $\Phi=102{,}6\times10^6$ Дж/м³; начальная температура грунта 0°С. Соответственно критерии Fo/Ko, θ_a, R_t постоянны и равны: $|Fo/Ko|=0{,}51$; $\theta_a=3{,}24$; $R_t=0{,}0265$; начальная безразмерная энтальпия грунта $H_{нч}=1$.

Подставляя эти значения в уравнение (III—18) с учетом данных табл. III—1, получим для среднезимней плотности теплового потока, равной

$$\bar{q}_{гр}=Q_{м0}/\tau_с\pi d_к,$$

(где $\tau_с=19{,}44\cdot10^6$ с — продолжительность зимнего периода с 1 октября по 15 мая), и радиуса ледогрунтового цилиндра следующие выражения:

$$\left.\begin{aligned} \text{при Bi} \leqslant\ & 2\bar{q}_{гр}=108{,}9\,\text{Bi}^{0{,}5};\\ & r_{зм0}=1{,}52\,\text{Bi}^{0{,}27};\\ \text{при Bi} >\ & 2\bar{q}_{гр}=133{,}7\,\text{Bi}^{0{,}09};\\ & r_{зм0}=1{,}52\text{Bi}^{0{,}19}. \end{aligned}\right\} \quad \text{(III—20)}$$

Критерий *Bi* определяется эффективным коэффициентом теплоотдачи, который зависит от типа и конструкции СОУ, поэтому дальнейший расчет проводим для каждого типа СОУ отдельно.

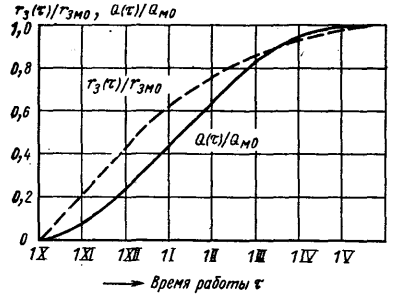


Рис. III—9. Графики для определения текущих значений радиуса ледогрунтового цилиндра $r_з(\tau)$ и теплоты $Q(\tau)$ (включение СОУ в работу 1 октября)

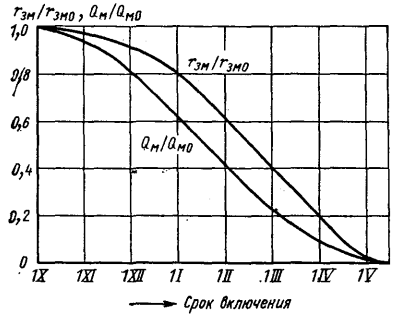


Рис. III—10. Отношение максимальных значений радиуса ледогрунтового цилиндра и переданной теплоты при различных сроках включения СОУ к соответствующим величинам при включении 1 октября

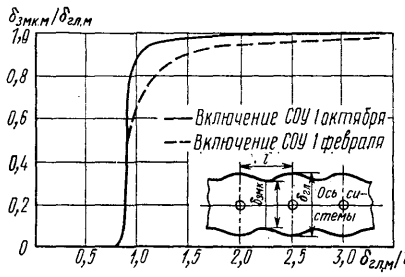


Рис. III—11. Соотношение основных размеров ледогрунтовой стенки в зависимости от шага между отдельными СОУ в системе

1. Воздушные колонки с принудительной циркуляцией воздуха.

Рассмотрим коаксиальную конструкцию: воздух вентилятором нагнетается во внутреннюю трубу, диаметр которой выбирают из условия равенства удельного аэродинамического сопротивления внутренней трубы и кольцевого зазора, откуда $\frac{d_к}{d_{тр}} = 1{,}5$ и $d_{тр} \approx 106$ мм, принимаем $d_{тр} = 108 \times 6$ мм. Внутренняя труба должна иметь большое термическое сопротивление, из этих соображений выбираем материал — полиэтилен с $\lambda_{тр} = 0{,}2$ Вт/(м·К). Принимаем скорость движения воздуха в кольцевом зазоре $W_к = 5$ м/с, соответственно расход воздуха $V_в = 0{,}041$ м³/с и скорость во внутренней трубе $W_{тр} = 5{,}7$ м/с.

Коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{гр}$ и $\alpha_{тр}$ рассчитываем по критериальному уравнению

$$Nu = 0{,}018 Re^{0{,}8},$$

где $Re = wd_э/\nu_в$, $Nu = \alpha d_э/\lambda_в$.

Свойства воздуха при $t = -10°C$: $\nu_в = 12{,}43 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\lambda_в = 0{,}0236$ Вт/(м·К); $c_в = 1009$ Дж/(кг·К); $\rho_в = 1{,}342$ кг/м³. Для кольцевого канала $d_э = d_{к.вн} - d_{тр.н}$, для внутренней трубы $d_э = d_{тр.вн}$.

Подставляя численные значения, получим $\alpha_{гр} = 24{,}5$ и $\alpha_{тр} = 23{,}0$ Вт/(м²·К); соответственно коэффициент теплопередачи через внутреннюю трубу

$$k_{тр} \cong \frac{1}{(1/\alpha_{гр}) + (\delta_{тр}/\lambda_{тр}) + (1/\alpha_{тр})} = 8{,}7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Вычисляем параметры воздушной колонки:

$$Z = \pi d_к H_{гр}/c_в \rho_в S_в = 0{,}21 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт},$$

$$P = \pi d_{тр} k_{тр} H_{гр}/c_в \rho_в S_в = 1{,}25.$$

Среднее значение $\alpha_{эф}$ для воздушного СОУ с вынужденной циркуляцией определяем по формуле

$$\alpha_{эф} = \frac{1}{Z\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{3}P\right) + \frac{1}{\alpha_{гр}}} = 4{,}3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

при этом Bi = 0,33.

По формуле (III—20) рассчитываем радиус ледогрунтового цилиндра и среднезимнюю плотность теплового потока к грунтовому теплообменнику: $r_{зм0} = 1{,}13$ м и $q_{гр} = 62{,}6$ Вт/м².

Шаг между СОУ в системе определяется по соотношению (III—19): $l \leqslant 2{,}3 \cdot 1{,}13 = 2{,}6$ м.

2. Жидкостные СОУ с естественной конвекцией коаксиального типа имеют следующую конструкцию. Диаметр и материал внутренней трубы такие же, как у воздушного СОУ. Наружный теплообменник выполнен из двух изо-

лированных труб ($d'=81\times4$ мм) для восходящего потока и n труб для нисходящего.

Принимаем $F_н=F_{гр}=\pi d_к H_{гр}=12$ м², нисходящие трубы высотой $H_н=2{,}5$ м и диаметром $d''=57\times8$ мм оребрены накатными ребрами, причем степень оребрения $\beta=F_н/F_{вн}=3$, степень эффективности накатных ребер $E\approx1$. Тогда $F_{вн}=F_н/\beta=4$ м², а число нисходящих труб $n=F_{вн}/\pi d'' H_н=10$ шт.

Коэффициенты внутренней теплоотдачи в грунтовом и наружном теплообменниках вычисляются для ламинарного вязкостно-гравитационного режима для случая использования керосина по формуле (III—21). Теплофизические свойства керосина определены при $t_ж=-10$°С.

$$\alpha \simeq 58{,}5 \left(\frac{d}{\varphi\eta}\right)^{0{,}127} \left(d_э^{0{,}273}/H\right) q^{0{,}28}, \quad \text{(III—21)}$$

где d — средний диаметр поверхности теплообмена; η и φ — коэффициенты, учитывающие гидравлическое сопротивление канала и местные сопротивления; $d_э$ — эквивалентный диаметр канала; H — высота теплообменника; q — плотность теплового потока к теплообменнику.

Для грунтового теплообменника $d=0{,}154$ м; $d_э=0{,}041$ м; $H_{гр}=25$ м; $\varphi\eta_{гр}=30{,}7$ (при $\varepsilon=\frac{d_{тр}}{d_н}=0{,}725$).

Для наружного теплообменника $d=0{,}0535$ м; $d_э=0{,}05$ м; $H_н=2{,}5$ м; $(\varphi\eta)_н=133{,}2$.

В первом приближении принимаем для грунтового теплообменника тепловой поток таким же, как для воздушного СОУ, $\bar{q}_{гр}=62{,}6$ Вт/м², тепловой поток к внутренней поверхности наружного теплообменника

$$q_{вн}=q_{гр}F_{гр}/F_{вн}=q_{гр}F_н/F_{вн}=q_{гр}\beta=$$
$$=187{,}8 \text{ Вт/м}^2.$$

Подставляя численные значения в формулу (III—21), получим $\alpha_{гр}=16{,}1$ и $\alpha_{вн}=32{,}1$ Вт/(м²·К). Коэффициент теплоотдачи к наружному воздуху с учетом среднезимней скорости ветра $w_в=1{,}8$ м/с и лучистой составляющей примем $\alpha_н=15$ Вт/(м²·К).

Разность между средней температурой керосина в наружном и грунтовом теплообменниках можно определить при условии, что в изолированных восходящих трубах практически отсутствует нагрев:

$$\Delta t_ц=0{,}5\Delta t_{гр}=0{,}5\cdot94{,}6\cdot10^{-6}\times$$
$$\times\sqrt{(\varphi\eta)_{гр}d_к H_{гр}q_{гр}/d_э^2}=2{,}4°\text{С},$$

где коэффициент $94{,}6\cdot10^{-6}$ учитывает теплофизические свойства керосина, а $\Delta t_{гр}$ — определяется выражением (III—14).

Вычисляем эффективный коэффициент теплоотдачи и критерий Bi:

$$\alpha_{эф}=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_{гр}}+\frac{\Delta t_п}{q_{гр}}+\frac{F_{гр}}{\alpha_{вн}F_{вн}}+\frac{F_{гр}}{\alpha_н F_н}}=$$
$$=3{,}8 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}; \quad \text{Bi}=0{,}3.$$

Радиус ледогрунтового цилиндра и среднезимнюю плотность теплового потока определяем по формуле (III—20), а шаг между СОУ — из соотношения (III—19) $r_{зм}=1{,}1$ м; $\bar{q}_{гр}=60$ Вт/м²; $l\leqslant2{,}5$ м. Вследствие малого отличия $\bar{q}_{гр}$ от принятого пересчета не делаем.

3. Парожидкостное СОУ в основном имеет такие же размеры и конструкцию, что и жидкостное, отличия состоят в том, что в грунтовом теплообменнике нет внутренней трубы и степень оребрения увеличена до $\beta=8$. Последнее изменение целесообразно внести потому, что в парожидкостных СОУ основным тепловым сопротивлением является тепловое сопротивление теплоотдаче наружному воздуху и его уменьшение (вследствие большей степени оребрения) существенно увеличивает эффективный коэффициент теплоотдачи. Принимаем степень эффективности ребер $E=0{,}9$, тогда при $F_{вн}=4$ м² $F_н=4\cdot8\cdot0{,}9=29$ м². Рабочее вещество — аммиак.

Коэффициенты теплоотдачи при испарении стекающей пленки аммиака в грунтовом теплообменнике $\alpha_{гр}$ и при конденсации на внутренней поверхности наружного теплообменника $\alpha_{вн}$ определяем по уравнениям (III—15) и (III—16):

$$\alpha_{гр}=27{,}4\,q_{гр}^{0{,}7}=496 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)};$$

$$\alpha_{вн}=58\cdot10^3\,(H_н q_{вн})^{-0{,}224}=$$
$$=14620 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)},$$

где $\bar{q}_{гр}=62{,}6$ Вт/м², как у воздушного СОУ.

Разность температуры рабочего вещества в грунтовом и наружном теплообменниках составляет $\Delta t_ц=0{,}5$, $\Delta t_п=0{,}03$°С.

Эффективный коэффициент теплоотдачи и критерий Bi численно равны: $\alpha_{эф}=36{,}1$ Вт/(м²·К) и Bi=2,8.

По расчетным зависимостям (III—20) определяем $r_{зм0}=1{,}85$ м и $\bar{q}_{гр}=147$ Вт/м².

Полученное значение $q_{гр}$ показывает большую интенсивность теплообмена в парожидкостном СОУ; во втором приближении принимается $\bar{q}_{гр}=147$ Вт/м². При этом $\alpha_{эф}=37{,}6$ Вт/(м²·К); Bi=2,9; $r_{зм0}=1{,}86$ м; $q_{гр}=147$ Вт/м²; $l\leqslant4{,}25$ м.

ОХЛАЖДЕНИЕ МАССИВНЫХ БЕТОННЫХ СООРУЖЕНИЙ

Для предотвращения образования трещин в бетонной кладке массивных сооружений необходимо в период твердения бетона поддерживать в них определенный температурный режим: температурный перепад между наружными и внутренними частями сооружения не должен превышать некоторой величины, определяемой прочностными расчетами. В этих целях применяют различные способы охлаждения как бетонной массы перед ее укладкой, так и самого сооружения в период выделения теплоты экзотермии или перед замоноличиванием строительных швов (в случае, если возведение сооружения производится отдельными блоками).

Выбор способа охлаждения и техническая разработка установок для его осуществления основываются на тепловых расчетах, порядок выполнения которых для каждого конкретного способа описан ниже.

Охлаждение составляющих бетона. Охлаждение бетонной массы перед ее укладкой достигается охлаждением ее составляющих: песка, цемента, гравия (щебня) и воды — перед подачей их в бетономешалку. Охлаждение может быть достигнуто также в самой бетономешалке, если часть воды подавать в нее в виде дробленого льда, который, расплавляясь в процессе перемешивания, охлаждает смесь. Температура смеси может быть вычислена по формуле теплового баланса с учетом теплоты плавления льда и теплопритоков из окружающей среды.

Крупный заполнитель — гравий или щебень — охлаждают в бункерах, пропуская через слой материала воду или воздух, охлажденные холодильными машинами. Возможно также охлаждение на транспортерной ленте поливом водой.

Расчет температуры гравия в зависимости от времени и параметров, влияющих на процесс охлаждения, может быть осуществлен с помощью уравнения [26, 27]

$$\theta = A + B \lg [\mathrm{Fo}^m (W_в/W_{гр})^n (H/l_{гр})^k], \qquad (III—22)$$

где $\theta = (t_{гр\,о} - \overline{t}_{гр})/(t_{гр\,о} - t_{во})$—безразмерная температура гравия; $\mathrm{Fo} = \alpha_{гр}\tau/l^2_{гр}$ — критерий Фурье; $W_в/W_{гр}$ — соотношение водяных эквивалентов воды и гравия; H — высота слоя, м; $l_{гр}$ — средний размер частиц, м; $t_{гр\,о}$ — начальная температура гравия; $t_{во}$ — начальная температура воды; $\overline{t}_{гр}$ — средняя конечная температура слоя гравия; τ — время.

Значения коэффициентов, показателей степени и диапазоны изменения параметров, в которых справедлива указанная зависимость, приводятся в табл. III—2.

Таблица III—2

Численные значения параметров и пределы изменения критериев в формуле (III—22)

Вид установки	A	B	m	n	k	Fo	$W_в/W_{гр}$	$H/l_{гр}$
Бункер	0,232	1,38	$0{,}92—0{,}00244H/l_{гр}$	0,87	0	0,2—1,0	1,8—7,4	17—30
Транспортер	0,376	1,77	0,35	$0{,}338—0{,}047H/l_{гр}$	0,10	0,31—2,7	2,3—30	2,3—4,8

Для охлаждения составляющих бетонной смеси применяют также вакуумное охлаждение, т. е. охлаждение влажного материала в вакуумной камере при поддержании в ней более низкого давления, чем давление насыщения, соответствующее температуре материала. При этом с поверхности материала испаряется влага и он охлаждается. При непрерывном понижении давления непрерывно понижается температура материала. Таким способом можно охлаждать не только крупные заполнители, но и песок, охлаждение которого другими методами затруднительно.

Понижение давления может быть достигнуто с помощью вакуумного насоса или отсасывающего компрессора, однако из-за большого объема образующегося пара производительность этих устройств должна быть очень велика. Для этой цели можно использовать многоступенчатые центробежные компрессоры или пароэжекторные установки. Другой путь — применение вакуумного насоса в комплекте с холодильной машиной, испаритель которой служит для конденсации отсасываемого пара на его наружной поверхности. При этом нагрузка на вакуумный насос резко снижается, так как

насос отсасывает не пар, а (в основном) неконденсирующиеся газы, т. е. воздух. Подобные установки широко применяют для сублимационной сушки продуктов.

Для определения температуры охлаждаемого гравия при вакуумном охлаждении можно применить соотношение [11]

$$\overline{t}_{\text{гр}\,o} = t_{\text{гр}\,o} \times$$

$$\times \exp\left[\left(-mz + \frac{H/l_{\text{гр}}}{1000H/l_{\text{гр}} + 42500}\right)\frac{S\tau}{V}\right],$$

где, кроме приведенных выше, использованы следующие обозначения; m — величина, называемая темпом охлаждения и зависящая от конструктивных особенностей установки; S — объемная производительность насоса, м³/с; V — объем охлаждаемого слоя, м³.

Для установки с камерой объемом 60 м³ и высотой $H=6$ м, укомплектованной пароэжекторной холодильной машиной, $m=0{,}00265$. Производительность такой установки составляет 100—120 м³/ч при охлаждении гравия от $t_{\text{гр}.0}=22\div25$°С до $\overline{t}_{\text{гр}}=0\div5$° С.

Песок целесообразно охлаждать в потоке при пересыпке из бункера в вакуумную камеру. В камере поддерживается неизменный вакуум; величиной остаточного давления определяется конечная температура песка. Эта температура не превышает температуру насыщения более чем на 1°С. При заданной производительности вакуумного насоса величину остаточного давления можно регулировать путем изменения расхода бо́льшим или меньшим открытием запорного устройства на трубопроводе. Описанная выше установка при охлаждении песка обеспечивает производительность 60 м³/ч. В процессе охлаждения влажность материала уменьшается на 1—1,5% при охлаждении от 25 до 0—5°С. Объем загрузочной камеры 30 м³.

При введении в бетономешалку кускового льда важно, чтобы время плавления не превышало времени перемешивания смеси, так как в приготовленной смеси вода должна быть распределена равномерно по всей массе бетона. Время плавления кускового льда в зависимости от размеров куска, температуры и состава смеси может быть определено по формуле [27]:

$$\text{Fo} = (AW_{\text{л}}/W_{\text{б}} + B)\,K^m\,(l_{\text{гр}}/d_{\text{э}})^{-q}\left(d_{\text{э}}^{\text{б}}/d_{\text{э}}\right)^{-p}, \qquad \text{(III—23)}$$

где $W_{\text{л}}/W_{\text{б}}$ — отношение водяных эквивалентов льда и остальной бетонной массы; $K=r/(c_{\text{л}}\Delta t)$ — критерий фазового перехода; $\text{Fo}=a\tau/d_{\text{э}}^2$ — критерий Фурье; r — теплота плавления; $d_{\text{э}}$ — средний эквивалентный диаметр кусков льда; $d_{\text{э}}^{\text{б}}$ — эквивалентный диаметр самого крупного куска; $\Delta t=\overline{t}_{\text{б}}-0$° С — разность температур между средней температурой всех составляющих бетона и температурой плавления льда.

Значения коэффициентов и показателей степени представлены в табл. III—3.

Таблица III—3

Численные значения параметров и пределы изменения критериев в формуле (III—23) для определения Fo

$l_{\text{гр}}/d_{\text{э}}$	$(W_{\text{л}}/W_{\text{б}})10^2$	A	B	m	q	p
0,6—1,6	1,9—3,9	0,271	0,793	1,5	0,24	$3{,}39(W_{\text{л}}/W_{\text{б}})-1{,}04$
0,6—1,6	3,9—12,0	0,504	—0,121	1,5	0,24	
1,6—1,8	3,9	0,271	0,793	$144+0{,}0371l_{\text{гр}}/d_{\text{э}}$	$0{,}323/16{,}5-9{,}67l_{\text{гр}}/d_{\text{э}}$	
1,8—8,5	1,9—3,9	0,271	0,793		$-0{,}257-1{,}71W_{\text{л}}/W_{\text{б}}$	
1,8—8,5	3,9—12,0	0,504	—0,121		$-0{,}257-1{,}71W_{\text{л}}/W_{\text{б}}$	

Охлаждение бетонной кладки. Наибольшее распространение в настоящее время получили два способа охлаждения бетонной кладки: охлаждение через наружные поверхности; трубное охлаждение. Возможна также комбинация этих способов.

Охлаждение через наружные поверхности осуществляют при возведении сооружения отдельными сравнительно тонкими слоями, верхняя поверхность которых в период между укладкой данного и последующего слоев охлаждается воздухом или водой. Хладоноситель (воздух или вода) может иметь естественную температуру или охлаждаться с помощью холодильной машины. Задача состоит в том, чтобы найти такое сочетание между температурой хладоносителя, толщиной слоя и периодом укладки, при котором соблюдается заданный температурный режим в массиве и обеспечиваются желательные темпы строительства.

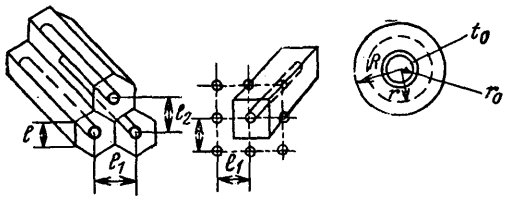


Рис. III—12. Схема разбиения бетонного массива на призмы при трубном охлаждении:
а — шахматное расположение труб; *б* — коридорное расположение труб; *в* — сечение цилиндра, заменяющего бетонную призму

Наиболее точное решение таких задач может быть осуществлено на ЭВМ по алгоритмам, предлагаемым в работе [18]. Для приближенного инженерного расчета рекомендуется применять упрощенное аналитическое решение [4], результаты которого представлены в виде графиков.

Трубное охлаждение осуществляется путем закладки в сооружение труб, по которым циркулируют вода или другой хладоноситель. В этом случае нет необходимости ограничивать толщину укладываемых слоев, поэтому при трубном охлаждении возведение сооружения обычно производится слоями большой толщины, а теплообменом через наружные поверхности можно пренебречь. Задача сводится к определению температурного поля в объеме бетонной призмы, охлаждаемой одной трубой, и решается аналитически, если условно заменить призму полым цилиндром равного сечения (рис. III—12). Наружная поверхность этого цилиндра является адиабатной изотермической поверхностью максимальной температуры, а внутренняя охлаждается водой, температура которой в общем случае изменяется по длине трубы и во времени.

В работе [4] излагается порядок аналитического решения, в результате которого могут быть определены в зависимости от времени τ и длины трубы L следующие величины: $t_в(\tau, L)$ — температура воды; $t_{ср}(\tau, L)$ — среднеобъемная температура цилиндра длиной L; $t(\tau, L)$ — средняя температура в сечении L; $t_м(\tau, L)$ — максимальная температура в том же сечении.

Аналитическое решение выполнено в предположении, что выделение теплоты экзотермической реакции соответствует уравнению

$$Q = q_м \cdot Ц \cdot (1 - e^{-m\tau}),$$

где $q_м$ — общее количество теплоты, выделяемой каждым килограммом цемента за все время твердения бетона; Ц — количество цемента, кг на 1 м³ бетона; m — темп тепловыделения, определяемый в основном начальной температурой укладываемой бетонной смеси и сортом цемента (эту величину принимают по данным лабораторных испытаний бетона).

Результаты решения представлены в виде уравнений:

$$t_в = t_0 + \vartheta_0 Y_1 + \vartheta_{ад.м} Y_2;$$

$$t_{ср} = t_0 + \vartheta_0 X_1 + \vartheta_{ад.м} X_2;$$

$$t = t_0 + \vartheta_0 Z_1 + \vartheta_{ад.м} Z_2; \quad \text{(III—24)}$$

$$t_м = t_0 + \vartheta_0 [Y_1 + 1{,}07 (Z_1 - Y_1)] + \vartheta_{ад.м} [Y_2 + 1{,}07 (Z_2 - Y_2)].$$

Здесь Y_1, X_1, Z_1 — безразмерные комплексы, характеризующие относительное изменение избыточной температуры воды и избыточной температуры бетона (средней по объему и средней в сечении L по сравнению с начальной избыточной температурой ϑ_0, Y_2, X_2, Z_2 — относительное изменение указанных температур в сравнении с максимальным разогревом бетона в адиабатных условиях $\vartheta_{адм}$; t_0 — начальная температура воды; $\vartheta_0 = t_{ук} - t_0$; $t_{ук}$ — температура укладки.

Для нахождения величин Y_1, X_1, Z_1 и Y_2, X_2, Z_2 в зависимости от определяющих их критериев Fo и ξ при различных M составлены графики [4], часть из которых представлена на рис. III—13, III—14 и III—15, где $Fo = a\tau/R^2$; $\xi = \lambda L/c_в g_в$ и $M = R\sqrt{m/a}$ — определяющие критерии процесса. В случае, если охлаждение массива осуществляется после того, как теплота экзотермии в основном выделилась, в расчетных формулах последний член принимают равным нулю.

Теоретическое решение получено для полого бетонного цилиндра, размеры которого (рис. III—12, *в*) соответствуют отношению $R/r_0 = 100$. Доказано, что охлаждение цилиндра с произвольным значением отношения R/r_0 эквивалентно охлаждению цилиндра с $R/r_0 = 100$, если вместо истинного коэффициента температуропроводности бетона использовать фиктивную величину $a_ф = a \lg 100 / \lg R/r_0$.

Рассмотрим расчет температур при трубном охлаждении бетонной кладки. Примем в качестве исходных данных, что температура укладываемой смеси $t_{ук} = 7°C$, температура воды на входе в трубу $t_0 = 3°C$, радиус и длина трубы: $r_0 = 16$ мм, $L = 150$ м, расстояние между трубами по вертикали $l_1 = 1{,}1$ м, расход воды $g_в = 0{,}4$ кг/с. Теплофизические параметры бетона М200: $\lambda = 1{,}98$ Вт/(м·К); $c = 0{,}964$ кДж/(кг·К); $\rho = 2450$ кг/м³; $a = 0{,}834 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $Ц = 200$ кг/м³. Отношение массы воды к массе

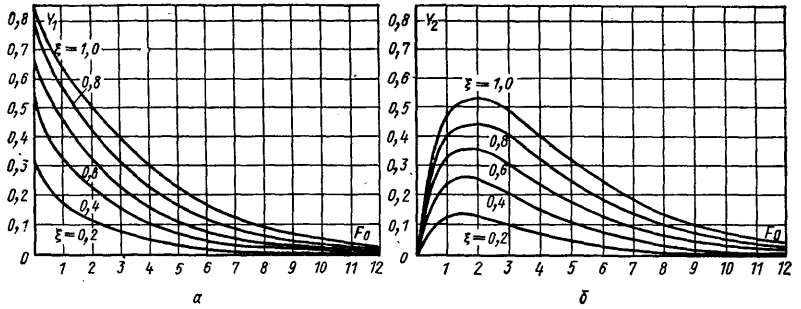


Рис. III—13. Функции, входящие в уравнения (III—24):
а — $Y_1(\mathrm{Fo}, \xi)$; *б* — $Y_2(\mathrm{Fo}, \xi)$ для $M=1$

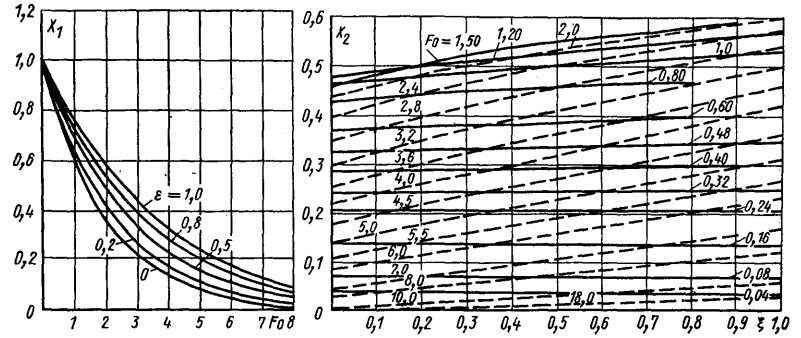


Рис. III—14. Функции, входящие в уравнения (III—24):
а — $X_1(\mathrm{Fo}, \xi)$; *б* — $X_2(\mathrm{Fo}, \xi)$ для $M=1$

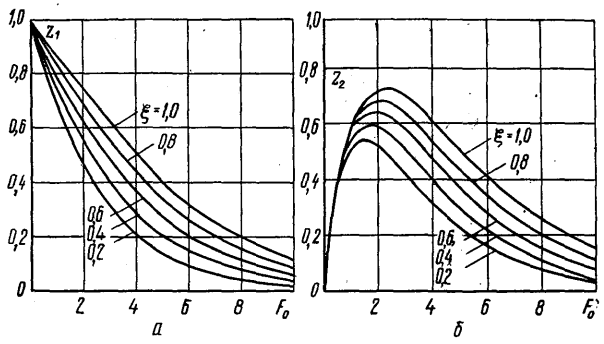


Рис. III—15. Функции, входящие в уравнения (III—24):
а — $Z_1(\mathrm{Fo}, \xi)$; *б* — $Z_2(\mathrm{Fo}, \xi)$ для $M=1$

цемента 0,45—0,5, $m=2{,}78\cdot10^{-6}$ 1/с, $q_м=285$ кДж/кг. Предполагается, что пуск воды в трубы осуществляется сразу же после укладки бетонной смеси.

Найдем значения величин $t_в$, $t_{ср}$, t, $t_м$ на 10-е сутки с начала охлаждения.

Определим расстояние между трубами по горизонтали, полагая, что трубы расположены в шахматном порядке в центре равнобоких шестигранных призм (см. рис. III—12, *а*). В этом случае

$$l_2 = 1{,}155 l_1; \quad l_2 = 1{,}28 \text{ м},$$

а радиус цилиндра с площадью поперечного сечения, равной площади сечения призмы,

$$R = \sqrt{l_1 l_2/\pi} = 0{,}636 \text{ м}.$$

Рассчитаем фиктивное значение коэффициента температуропроводности

$$a_\Phi = a\,\frac{\lg 100}{\lg R/r_0} = 1{,}08\cdot 10^{-6}\ \text{м}^2/\text{с}.$$

Найдем значения определяющих критериев:

$$\text{Fo} = a_\Phi\tau/R^2 = 2{,}22;\quad M = R\sqrt{\frac{m}{a_\Phi}} =$$

$$= 1{,}02 \simeq 1;$$

$$\xi = \lambda L/c_\text{в}g_\text{в} = 0{,}177,$$

где $c_\text{в}$ — теплоемкость воды; $c_\text{в}$=4,19 кДж/(кг·К).

Определим начальную избыточную температуру смеси $\vartheta_0 = t_\text{ук} - t_0 = 4°\text{C}$ и максимальный адиабатный разогрев при выделении теплоты экзотермии

$$\vartheta_{\text{ад.м}} = q_\text{м}Ц/c_\text{р} = 24°\,\text{C}.$$

Рассчитаем искомые температуры по формулам (III—24):

$$t_\text{в} = t_0 + \vartheta_0 Y_1 + \vartheta_{\text{ад.м}}Y_2 = 3 + 4\cdot 0{,}09 +$$

$$+ 24\cdot 0{,}12 = 6{,}2°\,\text{C};$$

$$t_\text{ср} = t_0 + \vartheta_0 X_1 + \vartheta_{\text{ад.м}}X_2 = 3 + 4\cdot 0{,}36 +$$

$$+ 24\cdot 0{,}46 = 15{,}6°\,\text{C};$$

$$\overline{t} = t_0 + \vartheta_0 Z_1 + \vartheta_{\text{ад.м}}Z_2 = 3 + 4\cdot 0{,}42 +$$

$$+ 24\cdot 0{,}45 = 15{,}5°\,\text{C}$$

$$t_\text{м} = t_0 + \vartheta_0\,[Y_1 + 1{,}07\,(Z_1 - Y_1)] +$$

$$+ \vartheta_{\text{ад.м}}\,[Y_2 + 1{,}07\,(Z_2 - Y_2)] = 3 +$$

$$+ 4\,[0{,}09 + 1{,}07\,(0{,}42 - 0{,}09)] +$$

$$+ 24\,[0{,}12 + 1{,}07\,(0{,}45 - 0{,}12)] = 16{,}2°\,\text{C}.$$

Здесь величины Y_1, Y_2, X_1, X_2, Z_1, Z_2 найдены по графикам в зависимости от определяющих критериев (см. рис. III—13—III—15).

Выполняя такие расчеты для различных вариантов, можно найти оптимальное соотношение между частотой расположения труб, расходом охлаждающей воды и допустимой длиной труб, обеспечивающими заданный температурный режим. Нагрузку на холодильную машину находят из выражения

$$Q_0 = ng_\text{в}c_\text{в}(\overline{t}_\text{в} - t_0),$$

где n — число труб, по которым циркулирует вода; $\overline{t}_\text{в}$ — средняя за период охлаждения температура на выходе из охлаждающей трубы.

Для более равномерного охлаждения вода в соседние трубы должна подаваться по схеме противотока.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Размерные величины

$Ц$ — количество цемента в 1 м³ бетонной массы, кг;
A — амплитуда сезонных колебаний температуры воздуха, °С;
a — коэффициент температуропроводности материала, м²/с;
c — удельная теплоемкость, Дж/(кг·К);
d — диаметр, м;
E — толщина ледогрунтового ограждения, м; степень эффективности ребра;
F — площадь теплообменной поверхности, м²;
f — площадь сечения канала, м²;
g — массовый расход, кг/с;
H — глубина охлаждающих колонок, высота труб, м;
i — энтальпия, Дж/кг;
k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);
L — длина труб, длина ледогрунтового ограждения, м;
l — шаг между трубами или между колонками охлаждающих систем, м;
M — масса вещества, кг;
m — темп охлаждения или нагрева вещества, с⁻¹;
n — число труб в охлаждающей системе, шт.;
p — давление, Па;
Q — тепловой поток, Вт;
q — плотность теплового потока, Вт/м² или линейная плотность теплового потока (тепловой поток участка трубы длиной 1 м), Вт/м;
R — радиус, м;
r — радиус, м; теплота парообразования, Дж/кг;
S — объемный расход, м³/с;
T — температура, К; безразмерное время;
t — температура, °С;
V — объем, м³;
W — массовая влажность, доли единицы или %; водяной эквивалент тепло- или хладоносителя;
w — скорость, м/с;
x — расстояние, м;
y — расстояние по нормам к оси охлаждающей системы, м;
Z — комплекс, характеризующий интенсивность работы воздушного СОУ (см. выражение (III—12)), м²·К/Вт;
α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);
β — коэффициент объемного расширения, К⁻¹, степень оребрения;
δ — толщина ледогрунтовой стенки, м;
ϑ — избыточная температура, температурный напор, К или °С;

λ — коэффициент теплопроводности, Вт(м·К);
μ — динамический коэффициент вязкости, Па·с;
ν — кинематический коэффициент вязкости, м²/с;
ξ — толщина слоя талого грунта, в котором температура понизилась по сравнению с начальной, м;
ρ — плотность, кг/м³;
σ — напряжение, Па; коэффициент поверхностного натяжения, Н/м;
τ — время, с;
Φ — теплота фазового перехода при замерзании или оттаивании грунтов в расчете на 1 м³, Дж/м³;
φ — теплота плавления, Дж/кг;

Критерии подобия и безразмерные комплексы

$\mathrm{Fo} = a\tau/\mathrm{R}_2$ — критерий Фурье (безразмерное время);
$\mathrm{Bi} = \alpha\mathrm{R}/\lambda$ — критерий Био;
$H = i\rho/\Phi$ — безразмерная энтальпия;
$K = r/c\vartheta$ — критерий фазового перехода при испарении;
$\mathrm{Ko} = \Phi/c\rho\vartheta$ — критерий Коссовича (критерий фазового перехода при замораживании);
$L = l/R$ — безразмерный шаг между охлаждающими устройствами в системе;
$M = R\sqrt{m/a}$ — критерий, характеризующий интенсивность выделения теплоты экзотермии при твердении массы;
$\mathrm{Nu} = \alpha d/\lambda_x$ — критерий Нуссельта;
$P = \dfrac{\pi d_{\mathrm{тр}} H_{\mathrm{гр}} k_{\mathrm{тр}}}{c_{\mathrm{з}} \rho_{\mathrm{в}} S_{\mathrm{в}}}$ — комплекс, характеризующий работу воздушных охлаждающих колонок;
$R_t = d_{\mathrm{к}}/2\mathrm{R}$ — безразмерный радиус колонки;
$\mathrm{Re} = wd/\nu$ — критерий Рейнольдса;
X_i — безразмерная величина, под которой в зависимости от численного значения индекса понимается любая из характерных искомых безразмерных величин при замораживании грунта сезоннодействующими охлаждающими устройствами: $X_1 = r_{\mathrm{зм}}/\mathrm{R}$, $X_2 = \mathrm{Q_м}/\Phi\mathrm{R}^2$ и т. п.;
X, Y, Z — безразмерные комплексы, характеризующие относительное изменение избыточной температуры бетонной массы при ее охлаждении [см. формулу (III—24) и рис. III—13—III—15];
η — безразмерный коэффициент, учитывающий сопротивление трения при движении потока в каналах жидкостных СОУ [см. пояснение к выражению (III—14)];
$\Theta = \vartheta/\vartheta_0$ — безразмерная температура;
$\Theta_{\mathrm{a}} = \mathrm{A}/|t_{\mathrm{в}}|$ — безразмерная амплитуда сезонных колебаний температуры воздуха;
$\xi = \lambda L/c_{\mathrm{в}} g_{\mathrm{в}}$ — комплекс, характеризующий нагрев хладоносителя в трубах, охлаждающих бетонный массив;
φ — безразмерный коэффициент, учитывающий долю местных сопротивлений по сравнению с сопротивлением трения в жидкостных СОУ.

Индексы

а — азот;
ад — адиабатный;
в — вода, воздух; вн — внутренний;
г — год;
гл — главный;
гр — грунт, гравий;
ж — жидкость;
з — замораживание;
змк — замковое;
к — кольцевой; конденсации;
л — лед;
м — мерзлый, максимальный;
н — наружный;
нас — насыщение;
нч — начальный;
0 — нулевой;
п — пар;
сж — сжатие;
ск — скелет;
ср — средний;
ст — стенка;
ств — ствол;
т — талый;
тв — твердый;

тр — труба;
укл — укладка;
ф — фазовый, фиктивный;
х — хладоноситель;
ц — цикл;
э — эквивалентный;
эф — эффективный

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. А. с. № 588 289 (СССР).— Б. И., 1978, № 2.

2. *Бахолдин Б. В.* Выбор оптимального режима замораживания грунтов в строительных целях.— М.: Госстройиздат, 1963.—72 с.

3. *Бучко Н. А.* Система критериев и обобщенные зависимости для расчета процессов замораживания грунта с помощью сезоннодействующих охлаждающих устройств.— Холодильная техника, 1978, № 1, с. 19—22.

4. *Бучко Н. А., Данилова Г. Н.* Расчет температур в бетонной кладке плотин.— М.: Энергия, 1971.— 104 с.

5. *Бучко Н. А., Дукаревич С. Х.* Приближенный метод решения задачи о замораживании грунта газовыми скважинными устройствами.— Транспортное строительство, 1978, № 11, с. 14—17.

6. *Бучко Н. А., Турчина В. А.* Искусственное замораживание грунтов. Обзор.— М.: Информэнерго, 1978.— 64 с.

7. *Гапеев С. И.* Укрепление мерзлых оснований охлаждением.— Л.: Издательство литературы по строительству, 1969.—104 с.

8. *Долгов О. А.* Применение метода гидравлических аналогий к исследованию процесса замораживания при проходке стволов шахт.— М.: Изд-во АН СССР, 1959, с. 210—229.

9. *Дорман Я. А.* Искусственное замораживание грунтов при строительстве метрополитенов.— М.: Транспорт, 1971.—271 с.

10. *Исследование* термосвай, заполненных легкокипящей жидкостью. [В. В. Оносовский, В. В. Соколов, Н. А. Бучко, Ю. Ю. Образцов].— Холодильная техника, 1971, № 12, с. 21—26.

11. *Исследование* установки воздушного охлаждения заполнителей [Ю. С. Гунтер, В. В. Жеброва, А. Л. Крайцер, Н. С. Кубанько].— Гидротехническое строительство, 1970, № 10, с. 8—12.

12. *Кондратьев К. Я.* Лучистый теплообмен в атмосфере.— Л.: Гидрометеоиздат, 1956.— 414 с .

13. *Крастошевский Г. М.* Температурное поле охлажденной зоны при замораживании пород.— Проектирование и строительство угольных предприятий, 1967, № 12, с. 12—15.

14. *Курылев Е. С., Оносовский В. В., Соколов В. В.* Сравнительный анализ внутренних процессов в термосваях.— Холодильная техника, 1974, № 6, с. 37—41.

15. *Литвин А. З., Поляков Н. М.* Проходка стволов шахт специальными способами.— М.: Недра, 1974.—324 с.

16. *Мазуров Г. П.* Физико-механические свойства мерзлых грунтов.— М.: Стройиздат, 1975.—216 с.

17. *Насонов И. Д.* Замораживание фильтрующих горных пород.— М.: Недра, 1968.— 187 с.

18. *Плят Ш. Н.* Расчеты температурных полей бетонных гидросооружений.— М.: Энергия, 1974.—407 с.

19. *Применение* жидкого азота на строительстве Ленинградского метрополитена/Бучко Н. А., Гуйго Э. И., Дукаревич С. Х., Федоров Г. А.— Транспортное строительство, 1976, № 2, с. 12—14.

20. *Прочность* и ползучесть мерзлых грунтов и расчеты ледогрунтовых ограждений/Под ред. С. С. Вялова.— М.: Изд. АН СССР, 1962.—357 с.

21. *Сапунов Н. Е.* Устройство и эксплуатация складов сжиженных газов.— М.: Недра, 1979.—228 с.

22. *Теплофизические* основы получения искусственного холода. Справочник/под ред. А. В. Быкова.— М.: Пищевая промышленность, 1980.—231 с.

23. *Трупак Г. Н.* Замораживание горных пород при проходке стволов.— М.: Углетехиздат, 1954.—894 с.

24. *Трупак Г. Н.* Замораживание грунтов в подземном строительстве.— М.: Недра, 1974.— 277 с.

25. *Федюкин В. А.* Проходка стволов шахт способом замораживания.— М.: Недра, 1968.— 348 с.

26. *Филаткин В. Н.* Охлаждение и нагревание слоя гравия.— Холодильная техника, 1963, № 5, с. 36—38.

27. *Филаткин В. Н., Жеброва В. В.* Охлаждение водой крупных составляющих бетонной смеси на ленточном транспортере.— Энергетическое строительство, 1970, № 1, с. 68—71.

28. *Филипповский С. М.* Расчет замораживающей колонки с учетом изменения температуры теплоносителя по глубине.— Гидротехническое строительство, 1961, № 2, с. 42—43.

29. *Хакимов Х. Р.* Замораживание грунтов в строительных целях.— М.: Стройиздат, 1962.—187 с.

30. *Цытович Н. А.* Механика мерзлых грунтов.— М.: Высшая школа, 1973.—446 с.

31. *Шабетя В. И., Губарь А. Д.* Замораживание горных пород с применением воздушных турбохолодильных машин.— Шахтное строительство, 1970, № 3, с. 3—5.

ГЛАВА IV

ПРОИЗВОДСТВО И ПРИМЕНЕНИЕ СУХОГО ЛЬДА

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Сухой лед — твердый диоксид углерода, углекислый газ (угольный ангидрид, CO_2, хладон 744) — холодильный агент, широко применяемый для охлаждения и замораживания пищевых продуктов и других объектов путем непосредственного или косвенного контакта с ними.

Твердый CO_2 при атмосферном давлении (при давлениях ниже давления тройной точки, равного 518,6 кПа) превращается в газ, минуя жидкое состояние (сублимирует), вследствие чего ему присвоено название «сухой лед».

Однако сухим льдом называют только твердый диоксид углерода, спрессованный в различные формы (блоки, палочки, таблетки). Твердый несформованный диоксид углерода называют снегообразным диоксидом углерода, так как он имеет вид снега.

ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА ДИОКСИДА УГЛЕРОДА

Термодинамические свойства. Зависимость между температурой и давлением диоксида углерода во всех трех агрегатных состояниях показана на диаграмме фазового равновесия в координатах $s—f(t)$ (рис. IV—1).

Значения термодинамических свойств диоксида углерода на линии равновесия кристалл — пар представлены в табл. IV—1, на линии равновесия жидкость — пар — в табл. IV—2 [1].

Приведенная на рис. IV—1 диаграмма достаточно точна для использования в инженерных расчетах. В табл. IV—1 и IV—2 приведены точные значения термодинамических величин на линии равновесия фаз. При работе с диаграммой и таблицами необходимо учитывать, что они составлены в разных единицах измерения и имеют разные точки начальных отсчетов энтальпии и энтропии. Диаграмма построена, исходя из принятых условий, что при 0°С $i'_{CO_2} = 100$ ккал/кг; $s'_{CO_2} = 1{,}0$ ккал/(кг·К). В таблицах в качестве начала отсчета энтальпии принято состояние твердого CO_2 при 0 К. На диаграмме единицы измерения следующие: p — кгс/см², i — ккал/кг и s — ккал/(кг·К).

При переводе в СИ значения p, i и s должны быть умножены соответственно на 98,067 (кПа), 4,1868 (кДж/кг) и 4,1868 [кДж/(кг·К)].

Уравнения пересчета величин с диаграммы (см. рис. IV—1) применительно к табл. IV—1 и IV—2 следующие:

$$i_т = [(i_д \cdot 4{,}1868) + 76], \text{ кДж/кг};$$

$$s_т = [(s_д \cdot 4{,}1868) - 1{,}095], \text{ кДж/(кг·К)},$$

Таблица IV-I

Термодинамические свойства CO_2 на линии равновесия кристалл — пар [1]

T, К	t, °С	p			ρ'', кг/м³	$\rho_{тв}$, кг/м³	v', м³/кг	$v_{тв}$, дм³/кг	i'', кДж/кг	$i_{тв}$, кДж/кг	r, кДж/кг	s'', кДж/(кг·К)	$s_{тв}$, кДж/(кг·К)
		кПа	кгс/см²	мм рт. ст.									
216,58	—56,57	518,6	5,289	3890,7	13,797	1501	0,07248	0,666	728,7	181,1	547,6	4,245	1,712
210	—63,15	327,7	3,343	2458,5	8,920	1525	0,1121	0,656	727,7	172,2	555,5	4,315	1,67
200	—73,15	155,2	1,583	1164,3	4,329	1552	0,2310	0,644	725,7	159,0	566,7	4,435	1,606
194,68	—78,47	101,32	1,033	760	2,825	1563	0,3539	0,6397	723,0	152,2	570,8	4,502	1,571
190	—83,15	68,34	0,697	512,7	1,986	1572	0,5035	0,6361	720,7	146,4	574,3	4,564	1,541
180	—93,15	27,51	0,281	206,4	0,841	1587	1,1893	0,630	715,4	134,2	581,2	4,700	1,475
170	—103,25	9,918	0,101	74,41	0,322	1600	3,1085	0,625	709,3	122,4	589,6	3,861	1,408
160	—113,15	3,126	0,0319	23,45	0,109	1610	9,2023	0,621	703,3	111,0	592,3	5,004	1,339
150	—123,15	0,835	0,0085	6,264	0,031	1618	31,847	0,618	697,1	100,0	597,1	5,249	1,268
140	—133,15	0,183	0,00187	1,373	—	1626	—	0,615	693,85	89,35	604,5	5,512	1,194
130	—143,15	0,031	0,00032	0,2326	—	1632	—	0,613	—	79,02	—	—	1,118
0	—273,15	—	—	—	—	1719	—	—	—	—	596,5	—	—

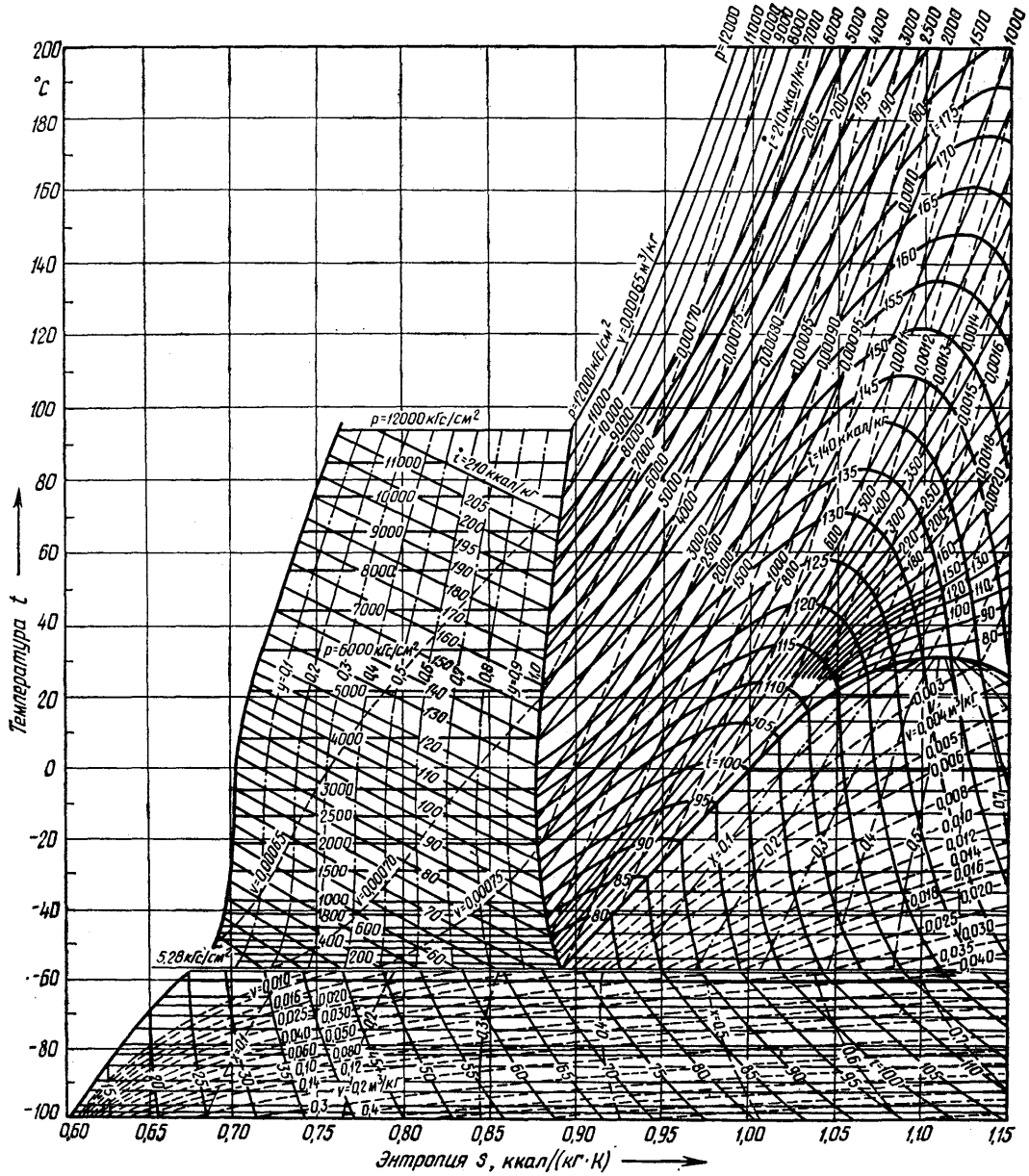


Рис. IV—1. Диаграмма фазового равновесия CO_2 $s—f(t)$

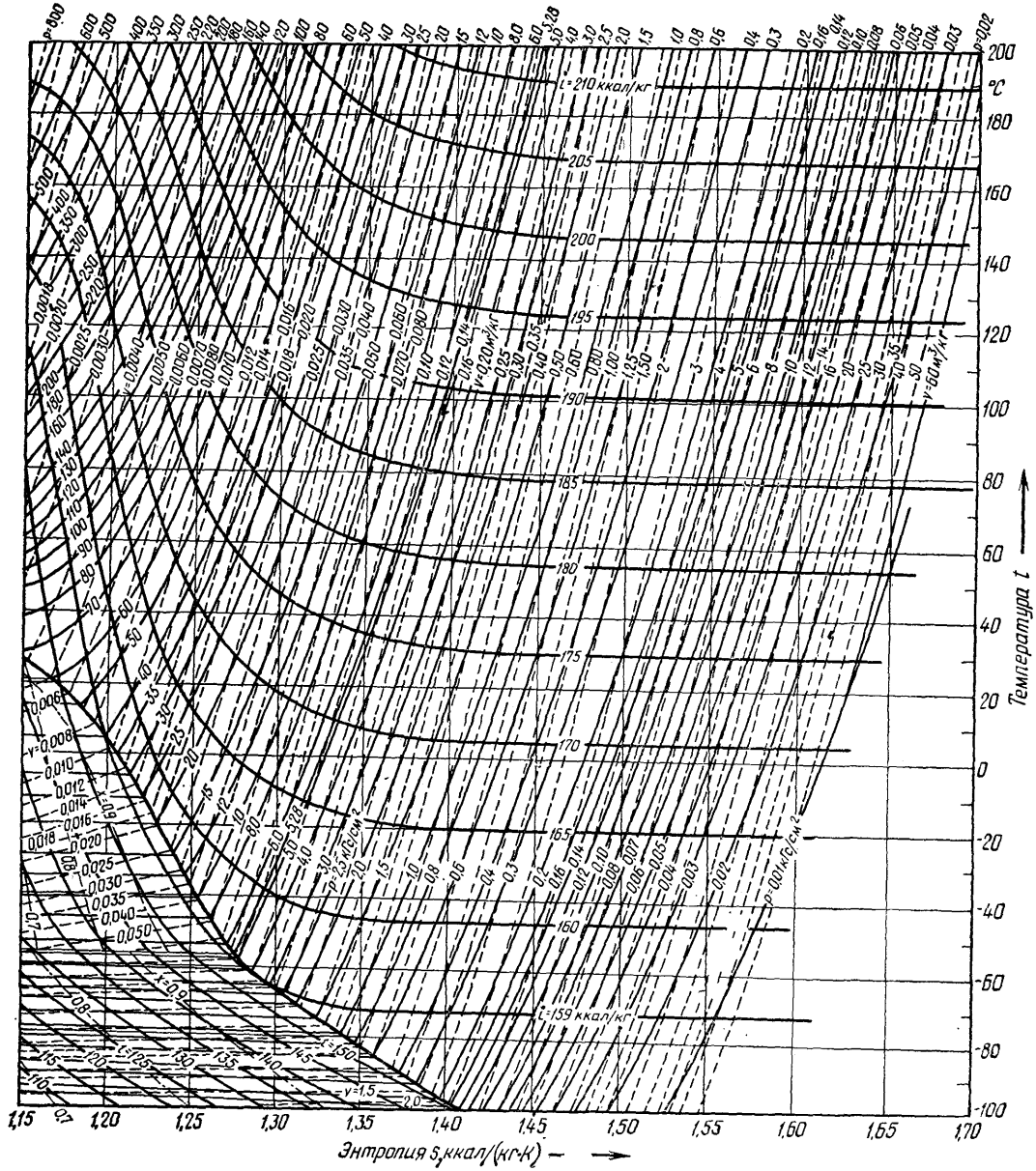

Температура t
Энтропия s, ккал/(кг·К)
i = 210 ккал/кг
i = 159 ккал/кг
p = 0,002 кгс/см²
p = 253 кгс/см²
v = 0,20 м³/кг
v = 50 м³/кг
v = 1,5
v = 2,0

Таблица IV—2

Термодинамические свойства CO_2 на линии равновесия жидкость — пар

$t°$, С	p		ρ'', кг/м³	ρ', кг/м³	v'', дм³/м³	v', дм³/кг	l'', кДж/кг	i', кДж/кг	r, кДж/кг	s'', кДж/(кг·К)	s', кДж/(кг·К)
	кПа	кгс/см²									
—56,57	518,6	5,2897	13,797	1178,7	72,48	0,8484	728,7	366,5	362,2	4,245	2,565
—56,0	534	5,45	14,20	1176,6	70,42	0,85	732,6	387,3	345,3	4,249	2,660
—54,0	580	5,92	15,36	1169,7	65,10	0,855	733,4	391,0	342,4	4,238	2,676
—52,0	630	6,43	16,61	1162,6	60,20	0,86	734,1	394,7	339,5	4,227	2,692
—50,0	683	6,97	17,95	1155,4	55,71	0,866	734,8	398,3	336,5	4,216	2,708
—48,0	739	7,54	19,38	1148,1	51,60	0,871	735,5	402,0	333,5	4,205	2,724
—46,0	800	8,16	20,91	1140,6	47,82	0,877	736,1	405,7	330,4	4,194	2,740
—44,0	864	8,82	22,54	1133,0	44,96	0,883	736,7	409,4	327,3	4,183	2,755
—42,0	932	9,51	24,27	1125,3	41,20	0,889	737,2	413,2	324,1	4,173	2,771
—40,0	1004	10,24	26,10	1117,3	38,31	0,895	737,7	416,9	320,7	4,162	2,787
—38,0	1008	11,02	28,06	1109,5	35,64	0,901	738,1	420,8	317,4	4,152	2 803
—36,0	1160	11,83	30,13	1101,3	33,19	0,908	738,5	424,6	313,9	4,142	2,835
—34,0	1245	12,70	32,32	1093,1	30,94	0,915	738,9	428,6	310,3	4,132	2,835
—32,0	1334	13,61	34,64	1084,7	28,87	0,927	739,2	432,5	306,6	4,122	2,852
—30,0	1428	14,57	37,10	1076,2	26,95	0,929	739,4	436,5	302,9	4,113	2,867
—28,0	1526	15,57	39,69	1067,5	25,20	0,937	739,6	440,6	299,0	4,103	2,884
—26,0	1630	16,63	42,45	1058,7	23,56	0,945	739,7	444,6	295,0	4,093	2,900
—24,0	1738	17,73	45,35	1049,7	22,05	0,953	739,8	448,8	291,0	4,084	2,916
—22,0	1851	18,88	48,43	1040,6	20,65	0,961	739,8	453,0	286,8	4,074	2,933
—20,01	1970	20,09	51,69	1031,3	19,35	0,971	739,7	457,2	282,5	4,065	2,949
—18,0	2094	21,36	55,13	1021,8	18,14	0,979	739,5	461,5	278,1	4,055	2,966
—16,0	2223	22,67	58,78	1012,2	17,01	0,988	739,3	465,8	273,5	4,046	2,982
—14,0	2359	24,06	62,65	1002,4	15,96	0,998	739,0	473,1	268,9	4,036	2,999
—12,0	2500	25,50	66,75	992,3	14,98	1,008	738,6	474,6	264,1	4,026	3,016
—10,0	2647	27,00	71,10	982,0	14,06	1,018	738,1	479,0	259,1	4,017	3,032
—8,0	2801	28,57	75,72	971,5	13,21	1,029	737,6	483,6	259,0	4,007	3,049
—6,0	2961	30,20	80,64	960,7	12,40	1,041	736,9	488,2	248,7	3,996	3,066
—4,0	3128	31,91	85,88	949,6	11,64	1,053	736,1	492,9	243,2	3,986	3,083
—2,0	3301	33,67	91,47	938,1	10,93	1,066	735,1	497,6	237,5	3,976	3,100
0,0	3482	35,52	97,45	926,3	10,26	1,080	734,1	502,4	231,7	3,965	3,117
2,0	3670	37,42	103,86	914,1	9,63	1,094	732,8	507,3	225,3	3,954	3,134
4,0	3865	39,42	110,76	901,5	9,03	1,109	731,5	512,3	219,1	3,942	3,152
6,0	4068	41,43	118,19	888,3	8,46	1,126	729,9	517,5	212,4	3,930	3,170
8,0	4279	43,65	126,23	874,5	7,92	1,144	728,1	522,7	205,4	3,918	3,188
10,0	4499	45,89	134,98	860,1	7,41	1,163	726,1	528,1	198,0	3,905	3,206
12,0	4726	48,21	144,55	844,9	6,92	1,184	723,8	533,6	190,6	3,891	3,224
13,0	4844	48,21	149,68	837,0	6,682	1,195	722,5	536,5	186,0	3,884	3,234
13,5	4903	50,01	152,34	832,9	6,564	1,202	721,8	537,9	183,9	3,880	3,239
14,0	4963	50,62	155,08	828,8	6,448	1,207	721,7	539,4	181,8	3,876	3,244
14,5	5024	51,24	157,88	824,6	6,334	1,213	720,4	540,8	179,6	3,872	3,248
15,0	5085	51,87	160,76	820,3	6,220	1,219	719,7	542,3	177,4	3,869	3,253
15,5	5147	52,5	163,72	816,0	6,108	1,225	718,9	543,8	175,1	3,865	3,258
16,0	5209	53,13	166,77	811,6	5,996	1,232	718,1	545,3	172,8	3,861	3,263
16,5	5272	53,77	169,90	807,1	5,886	1,239	717,3	546,9	170,4	3,856	3,268
17,0	5335	54,4	173,12	802,5	5,776	1,246	716,5	548,4	168,0	3,852	3,273
17,5	5399	55,07	176,45	797,8	5,664	1,253	715,6	550,0	165,6	3,848	3,279
18,0	5464	55,73	179,88	793,0	5,559	1,261	714,7	551,6	163,1	3,844	3,284
18,5	5529	56,4	183,42	788,2	5,452	1,269	713,7	553,2	160,5	3,839	3,289
19,0	5595	57,07	187,08	783,2	5,345	1,277	712,7	554,8	157,9	3,835	3,294
19,5	5662	57,75	190,87	778,1	5,285	1,285	711,7	556,3	155,2	3,830	3,300

t°, С	p кПа	p кгс/см²	ρ'', кг/м³	ρ', кг/м³	v'', дм³/кг	v', дм³/кг	i'', кДж/кг	i', кДж/кг	r, кДж/кг	s'', кДж/(кг·К)	s', кДж/(кг·К)
20,0	5729	58,44	194,80	772,8	5,133	1,294	710,6	558,2	152,5	3,825	3,305
20,5	5797	59,13	198,87	767,5	5,028	1,303	709,5	559,9	149,6	3,820	3,311
21,0	5865	59,82	203,10	762,0	4,924	1,312	708,3	561,6	146,7	3,815	3,316
21,5	5934	60,53	207,50	756,3	4,819	1,322	707,1	563,4	143,7	3,810	3,322
22,0	6004	61,24	212,09	750,5	4,715	1,332	705,8	565,2	140,6	3,804	3,328
22,5	6074	61,95	216,88	744,4	4,611	1,343	704,5	567,0	137,5	3,798	3,334
23,0	6145	62,68	221,90	738,2	4,507	1,355	703,1	568,9	134,2	3,793	3,340
23,5	6217	63,41	227,16	731,8	4,402	1,366	701,6	570,8	130,8	3,787	3,346
24,0	6289	64,15	232,70	725,1	4,297	1,379	700,0	572,8	127,2	3,780	3,352
24,5	6362	64,89	223,54	718,2	4,192	1,393	698,4	574,8	123,5	3,774	3,359
25,0	6436	65,65	244,73	711,0	4,086	1,406	696,6	576,9	119,7	3,767	3,365
25,5	6510	66,10	251,31	703,4	3,979	1,422	694,7	579,1	115,6	3,759	3,372
26,0	6585	67,17	258,34	695,5	3,871	1,438	692,7	581,3	111,4	3,752	3,379
26,5	6661	67,94	265,89	687,1	3,761	1,455	690,6	583,7	106,9	3,743	3,387
27,0	6737	68,72	274,07	678,2	3,649	1,474	688,2	586,1	102,1	3,735	3,395
27,5	6814	69,50	282,99	668,7	3,534	1,495	685,7	588,7	97,0	3,725	3,403
28,0	6892	70,30	292,84	658,5	3,415	1,519	682,9	591,4	91,5	3,715	3,411
28,5	6971	71,10	303,85	647,5	3,291	1,544	679,8	594,2	85,5	3,704	3,420
29,0	7050	71,91	316,41	635,3	3,160	1,574	676,2	597,4	78,9	3,691	3,430
29,5	7130	72,73	351,17	621,7	3,020	1,608	672,1	600,8	71,3	3,677	3,441
30,0	7211	73,55	349,36	606,2	2,862	1,650	667,0	604,6	62,4	3,659	3,453
30,5	7292	74,38	374,36	587,7	2,671	1,702	660,2	609,1	51,1	3,636	3,468
31,05	7383	75,31	468,16		2,136		634,3		0	3,552	

где $i_т$, $i_д$ — энтальпия, найденная соответственно по таблицам, на диаграмме, $s_т$, $s_д$ — энтропия, найденная соответственно по таблицам, на диаграмме.

Параметры узловых точек на линиях равновесия фаз имеют следующие характеристики:

Критическая точка
- температура $t_{кр}$, °С — 31,05±0,02
- давление $p_{кр}$, кПа (кгс/см²) — 7383±5 (75,31)
- плотность $\rho_{кр}$, кг/м³ — 468,16±3

Тройная точка
- температура t_0, °С — —56,57±0,01
- давление p_0, кПа (кгс/см²) — 518,6±3 (5,289)
- плотность твердой фазы $\rho_0^{тв}$, кг/м³ — 1501±9
- плотность жидкой фазы ρ_0', кг/м³ — 1178,7±1
- плотность газовой фазы ρ_0'', кг/м³ — 13,797
- скрытая теплота сублимации r_0, кДж/кг — 547,6
- скрытая теплота испарения r_0'', кДж/кг — 362,2
- тепловой эффект плавления $\Delta i_{пл}$, кДж/кг — 185±4
- скачок объема при плавлении $\Delta V_{пл}$, м³/кг — 0,0001824

Нормальная точка сублимации
- давление сублимации $p_{н.т.с}$, кПа (кгс/см²) — 101,3 (1,033)
- температура сублимации $t_{н.т.с}$, °С — —78,47±0,005
- плотность твердой фазы $\rho_{н.т.с}^{тв}$, кг/м³ — 1563±2
- плотность газообразной фазы $\rho_{н.т.с}''$, кг/м³ — 2,825
- энтальпия твердой фазы $i_{тв}$, кДж/кг — 152,2
- скрытая теплота сублимации $r_{н.т.с}$, кДж/кг — 570,8

Кристалл при T=0 К
- плотность ρ, кг/м³ — 1719
- скрытая теплота сублимации r, кДж/кг — 596,5

Газ в нормальных условиях (p = 101,3 кПа; t = 20°С)
- плотность $\rho^н$, кг/м³ — 1,839
- удельная холодопроизводительность (i'''—$i_{тв}$), кДж/кг — 651,2

Газ при p = 101,3 кПа; t = 0°С
- плотность $\rho_{0г}$, кг/м³ — 1,976

удельная холодопроизводительность $(i'''-i_{тв})$, кДж/кг — 635,06

газовая постоянная R, кДж/(кг·К) — 0,188915

Плотность диоксида углерода и удельная энтальпия на линиях насыщения даны в табл. IV—3, а также на рис. IV—2 и IV—3.

Плотность жидкого диоксида углерода ρ (в кг/м³) может быть рассчитана также по уравнению

$$\rho' = 468{,}0 + 123{,}265 \cdot \theta^{0{,}391377} - 0{,}9898570 + \\ + 20{,}17055 \cdot 10^{-3} \cdot \theta^2 - 0{,}1 \cdot 10^{-3} \cdot \theta^3,$$

где $\Theta = T_{кр} - T$.

Плотность твердого диоксида углерода $\rho_{тв}$ (в кг/м³) подчиняется уравнению

$$\rho_{тв} = 1501 + (T_0 - T)\,[4{,}8\,(T_0 - T) + \\ + 247]^{-1} \cdot 10^3.$$

Плотность твердого CO_2 при получении его методом замораживания жидкого CO_2 колеблется от 1501 (при тройной точке) до 1719 кг/м³ (при ОК), в ледогенераторах — от 1000 до 1200 кг/м³, а при выработке прессовым методом плотность твердого CO_2 составляет 1500—1600 кг/м³. Плотность твердого диоксида углерода при получении его вымораживанием из газовых смесей изменяется от 900 до 1700 кг/м³ в зависимости от объемной концентрации CO_2 в газовой смеси, температурного напора, продолжительности процесса и скорости движения газовой смеси над охлаждаемой поверхностью.

Таблица IV—3

Плотность газообразного и жидкого диоксида углерода ρ, кг/м³

T, К	t, °С	p, кПа										
		100	101,32	1000	5000	6000	7000	8000	10000	20000	30000	40000
220	—53,15	2,44	2,47	1167,5	1175,7	1177,6	1179,5	1181,4	1185,1	—	—	—
230	—43,15	2,33	2,36	1130,1	1140,3	1142,7	1146,1	1147,4	1151,9	1172,5	1190,2	1205,7
250	—23,15	2,14	2,17	23,44	1059,1	1062,9	1066,5	1070,1	1076,9	1106,3	1130,3	1150,6
273,15	0	1,95	1,976	20,86	939,7	947,59	954,8	961,4	973,9	1020,7	1054,7	1082,0
275	1,85	1,94	1,97	20,67	928,0	936,5	944,3	951,5	964,6	1013,6	1048,5	1076,3
293,15	20	1,82	1,84	19,11	140,92	782,1	808,4	826,2	856,5	937,5	985,2	1020,4
300	23,85	1,77	1,79	18,59	128,47	182,7	706,4	753,5	802,1	806,2	960,2	998,8
350	76,85	1,52	1,54	15,59	89,74	112,98	136,98	164,32	228,9	615,2	729,5	834,4
400	126,85	1,33	1,35	13,48	72,86	89,24	106,3	124,05	161,7	380,9	561,9	672,7
400	176,85	1,18	1,2	11,90	62,30	75,63	89,23	103,13	131,72	285,2	430,3	543,5
500	226,85	1,06	1,07	10,66	54,81	66,21	77,75	89,41	113,08	235,1	352,4	453,2

Таблица IV—4

Теплоемкость жидкого и газообразного диоксида углерода [в кДж/(кг·К] на линии насыщения

t, °С	c''_v	c'_v	c''_p	c'_p	t, °С	c''_v	c'_v	c''_p	c'_p
—56,0	0,667	0,877	0,957	1,839	25,0	1,102	1,080	8,120	6,330
—50,0	0,683	0,823	0,993	1,824	26,0	1,121	1,092	9,754	7,198
—40,0	0,710	0,824	1,067	1,899	27,0	1,142	1,106	12,225	8,449
—30,0	0,741	0,862	1,165	2,012	28,0	1,165	1,122	16,362	10,398
—20,0	0,774	0,901	1,300	2,137	29,0	1,191	1,141	24,608	13,825
—10,0	0,814	0,933	1,502	2,294	29,5	1,205	1,153	32,757	16,714
0,0	0,863	0,960	1,837	2,535	30,0	1,221	1,166	48,800	21,269
10,0	0,929	0,990	2,508	2,995	30,5	1,239	1,181	97,566	29,369
20,0	1,027	1,037	4,485	4,252	31,0	1,199	1,199	47,008	47,007

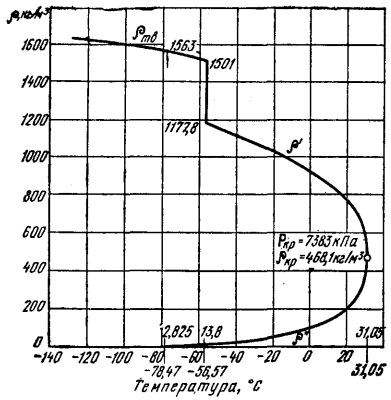


Рис. IV—2. Зависимость плотности CO_2 на линиях насыщения от температуры

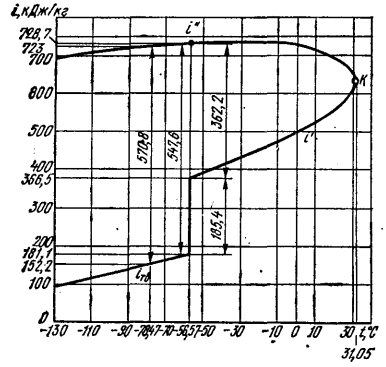


Рис. IV—3. Зависимость удельной энтальпии CO_2 на линиях насыщения от температуры

Теплоемкость жидкого и газообразного диоксида углерода на линии насыщения приведена в табл. IV—4.

Теплоемкость газообразного CO_2 при 0°С и атмосферном давлении соответственно равна $c_p = 0{,}85$ и $c_v = 0{,}65$ кДж/кг·К). Показатель адиабаты $k = c_p/c_v = 1{,}308$.

Теплоемкость твердого диоксида углерода от тройной точки до —100°С в среднем равна 1,2 кДж/(кг·К) (табл. IV—5).

Физические свойства. Газообразный диоксид углерода представляет собой бесцветный тяжелый газ с молекулярной массой 44,009 кг/моль. CO_2 тяжелее воздуха в полтора раза, без запаха и вкуса. Его водный раствор имеет слегка кисловатый вкус.

Жидкий диоксид углерода, являющийся бесцветной жидкостью, может существовать только под давлением при соответствующей

Таблица IV—5

Теплоемкость твердого диоксида углерода

T, К	t, °С	c_p, кДж/(кг·К)	T, К	t, °С	c_p, кДж/(кг·К)
2	—217,15	0,00001047	130	—143,15	1,017
6	—267,15	0,0025	140	—133,17	1,047
12	—261,15	0,025	150	—123,17	1,080
20	—253,15	0,578	160	—113,1	1,12
50	—173,15	0,904	170	—103,15	1,156
110	—163,15	0,946	180	—93,15	1,197
120	—153,15	0,963	190	—83,15	1,244

температуре, а насыщенный — в диапазоне температур от критической до тройной точек при соответствующих этим температурам давлениях.

Твердый диоксид углерода представляет собой кристаллическое тело белого цвета.

Газообразный диоксид углерода при замораживании превращается в кристаллы или сплошную прозрачную массу льда. При дросселировании жидкого CO_2 до атмосферного давления диоксид углерода получается в снегообразном виде, а при медленном охлаждении и замораживании жидкого CO_2 — в виде прозрачной массы, которая очень быстро становится светонепроницаемой, так как из-за термического расширения в ней возникают многочисленные трещины. В случае получения твердого диоксида углерода из газовых смесей методом вымораживания на охлаждаемой поверхности в зависимости от условий он выпадает в виде кристаллов или прозрачной стеклообразной массы высокой плотности.

Теплофизические свойства CO_2 на линии равновесия жидкость — пар приведены в табл. IV—6.

Теплопроводность твердого диоксида углерода ($\lambda_ф$) определяют по уравнению

$$\lambda_ф = 0{,}75\lambda\,(\rho_ф/\rho),$$

где λ, ρ — теплопроводность и плотность твердого CO_2 на кривой насыщения; $\rho_ф$ — фактическая плотность твердого CO_2, зависящая от способа его производства.

Некоторые значения λ даны ниже.

t, °С	—56,58	—63,15	—73,15
λ, Вт/(м·К)	0,397	0,411	0,437
t, °С	—83,15	—93,15	—103,15
λ, Вт/(м·К)	0,465	0,491	0,533

Теплопроводность сухого льда, получаемо-

Таблица IV—6

Термофизические свойства CO_2 на линии равновесия жидкость — пар

T, К	t, °С	p		$\mu \cdot 10^6$, Па·с		$\nu \cdot 10^6$, м²/с		$\lambda \cdot 10^6$, кВт/(м·К)		Число Прандтля	
		кПа	кгс/см²	пар	жидкость	пар	жидкость	пар	жидкость	пар	жидкость
216	—57,15	—	—	11,10	256,0	81,78	21,68	11,42	159,3	0,9244	2,976
218	—55,15	554	5,65	11,20	246,9	76,22	21,03	11,62	158,7	0,9244	2,976
220	—53,15	601	6,13	11,30	238,2	71,14	20,42	11,83	158,0	0,9294	2,748
230	—43,15	892	9,09	11,83	200,4	50,85	17,73	12,91	152,6	0,9539	2,453
240	—35,15	1282	13,07	12,41	169,8	37,28	15,58	14,13	144,7	0,9933	2,318
250	—23,15	1785	18,20	13,06	144,8	28,00	13,84	15,57	135,2	1,050	2,244
260	—13,15	2418	24,66	13,81	123,7	21,45	12,40	17,34	125,1	1,137	2,213
270	—3,15	3201	32,65	14,71	105,4	16,68	11,16	19,64	114,6	1,281	2,248
280	6,85	4157	42,40	15,90	88,82	13,09	10,06	22,84	104,2	1,555	2,395
290	16,85	5316	54,22	17,72	72,60	10,29	9,03	27,91	93,49	2,252	2,951
300	26,85	6714	68,48	21,73	54,00	8,00	7,93	38,83	80,77	6,591	5,501
301	27,85	6869	70,06	22,57	51,63	7,79	7,80	40,94	79,04	8,586	6,554
302	28,85	7026	71,66	23,67	48,98	7,57	7,66	43,60	77,04	12,427	8,368
303	29,85	7187	73,30	25,27	45,91	7,36	7,51	47,25	74,60	22,756	12,092
304	30,85	—	—	—	41,98	—	7,34	—	71,21	—	23,546

го прессовым методом, плотность которого 1400 кг/м³, равна 0,37 Вт/(м·К).

Число Прандтля ($Pr = \mu c_p/\lambda$) газообразного диоксида углерода при атмосферном давлении в диапазоне температур 0—100°С в среднем равно 0,75.

Коэффициент диффузии диоксида углерода в водных растворах на порядок выше коэффициента самодиффузии. При 18°С он равен 1,26 см²/с.

Термический коэффициент объемного расширения сжатого газообразного и жидкого диоксида углерода приведен в табл. IV—7.

Зависимость термического коэффициента линейного расширения твердого диоксида углерода от температуры на линии насыщения ($\alpha_{тв}$) дана в табл. IV—8.

Таблица IV—7

Термический коэффициент объемного расширения $\beta \cdot 10^3$ (в 1/К) диоксида углерода в однофазной области

p, кПа	T, К					
	225	250	275	300	350	400
2500	3,180	4,491	7,294	5,308	3,724	2,965
5000	3,056	4,195	7,000	11,590	5,026	3,524
7500	2,943	3,950	5,968	22,80	7,102	4,200
10000	2,839	3,744	5,288	11,101	10,517	4,971
20000	2,504	3,162	3,899	15,192	10,543	7,422
30000	2,250	2,781	3,236	3,834	5,598	5,986
40000	2,048	2,504	3,170	3,170	4,031	4,438

Таблица IV—8

Термический коэффициент линейного расширения твердого диоксида углерода

T, К	t, °С	$\alpha \cdot 10^4$, 1/К	T, К	t, °С	$\alpha \cdot 10^4$, 1/К
15	—258,15	0,070	80	—193,15	1,29
20	—253,15	0,171	90	—183,15	1,37
30	—245,15	0,436	100	—173,15	1,46
40	—233,15	0,670	110	—163,15	1,58
50	—223,15	0,88	120	—153,15	1,71
60	—213,15	1,07	130	—143,15	1,87
70	—203,15	1,19	139	—134,15	2,04

Термический коэффициент объемного расширения $\beta_{тв}$ твердого диоксида углерода, являющегося изотропным телом, находят из выражения

$$\beta_{тв} = 3\alpha_{тв}.$$

Для диапазона температур от тройной точки до —118°С:

t_1, °С	—56,57	—70	—80
$\beta_{тв}$, 1/К	0,00185	0,00142	0,00117
t, °С	—102	—118	—164
$\beta_{тв}$, 1/К	0,00098	0,00091	0,00080

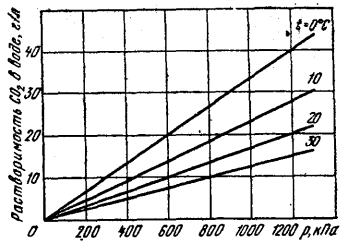


Рис. IV—4. Зависимость растворимости диоксида углерода в воде от давления p и температуры t

Диэлектрическая проницаемость диоксида углерода примерно одинакова с диэлектрической проницаемостью азота и кислорода. Диоксид углерода является неэлектропроводной средой. Диэлектрическая проницаемость газообразного диоксида углерода примерно равна 1 и почти не зависит от давления, жидкого CO_2 изменяется от 1,42 (при околокритических условиях) до 1,76 (при условиях, близких к тройной точке).

Удельная электрическая проводимость жидкого диоксида углерода зависит от чистоты жидкости и колеблется от 10^{-16} до 10^{-14} См/м.

Физико-химические свойства. Газообразный диоксид углерода хорошо растворяется в жидкостях. В воде его растворимость увеличивается с понижением температуры и повышением давления. На рис. IV—4 показана зависимость растворимости газообразного диоксида углерода в воде от температуры и давления.

Твердый CO_2 хорошо растворяется в спирте, эфире и других жидкостях, у которых низкая температура замерзания. При смешении твердого CO_2 с этими жидкостями при атмосферном давлении достигаются следующие температуры (в °С):

Хлористый метил	—82
Ацетон	—78
Хлороформ	—77
Треххлористый фосфор	—76
Этиловый спирт	—72
Хлористый этил	—60

Растворимость водяных паров в газообразном CO_2 (т. е. влажность CO_2) при атмосферном давлении показана в табл. IV—9. Содержание водяных паров в сжатом до 2000—7000 кПа, газообразном диоксиде углерода и охлажденном до 20—40°С составляет 0,5—0,29 г/кг CO_2, что соответствует температуре точки росы в CO_2, сдросселированном до атмосферного давления, равной —18÷—24°С.

Растворимость воды в жидком CO_2 уменьшается с понижением температуры.

Таблица IV—9

Растворимость водяных паров в газообразном диоксиде углерода

Точка росы, °С (температура насыщения, °С)	Содержание водяных паров в CO_2 при 20°С и 101,3 кПа (760 мм рт. ст.)		
	ppm	мг/кг CO_2	мг/м³ CO_2
—60	10,60	4,335	7,92
—56	18,30	7,485	13,69
—50	39,40	16,129	29,50
—48	49,70	20,327	37,19
—46	63,20	25,840	47,20
—44	80,00	37,720	59,85
—42	101,00	41,309	75,55
—40	127,00	51,943	95,00
—38	159,00	65,031	118,90
—36	198,00	80,982	148,30
—34	246,00	100,688	184,60
—32	340,00	139,060	254,20
—30	376,00	153,784	281,40
—26	560,00	229,040	423,00
—20	1020,0	417,18	763,0
—16	1490,0	609,946	1114,82
—10	2560,0	1047,961	1915,38
0	6064,54	2482,58	4537,488
10	11530,0	4719,92	8626,746
20	23606,1	9663,393	17662,084
30	43697,2	17887,885	32694,245

В производственных условиях фактическое содержание воды, растворенной в сжиженном CO_2 (при p=7000÷4000 кПа и t=30÷20°С), не осушенном специально, достигает 500—700 мг/кг.

Растворимость масла в газообразном CO_2, сжатом в смазываемых компрессорах до 2500—7000 кПа и охлажденном до 30—40°С, составляет около 1—4 мг/кг CO_2 (10^{-4}% по массе).

Фактическое содержание масла в жидком товарном CO_2 достигает 90—100 мг/кг в результате накапливания масла на стенках транспортных емкостей. Как правило, промывка этих емкостей осуществляется лишь после многократного их употребления.

Жидкий CO_2— хороший избирательный растворитель большинства ароматических веществ; не растворяет соли, сахара, аминокислоты, пептиды.

Химические свойства. Диоксид углерода не горит и не поддерживает горения. Реакция между обезвоженным диоксидом углерода и другими соединениями может происходить только при высоких температурах. При этом CO_2 проявляет себя активным окислителем и реагирует с сильно электроположительными

металлами, отдавая полностью или частично свой кислород. Диоксид углерода при высокой температуре, восстанавливаясь в CO, окисляет железо, кремний и сурьму.

При пропускании CO_2 над раскаленным углем образуется оксид углерода:

$$CO_2 + C = 2CO - 160 \text{ МДж}.$$

При растворении в воде CO_2 почти не соединяется с нею. Его гидроксид — угольная кислота H_2CO_3, являющийся слабой кислотой, существует лишь в момент ее образования и снова разлагается:

$$H_2O + CO_2 \rightleftarrows H_2CO_3 \rightleftarrows H^+ + HCO_3^- \rightleftarrows$$

$$\rightleftarrows 2H^+ + CO_3^{-2}.$$

В виде кислоты в воде находится только около 0,1%.

Диоксид углерода образуется при горении топлива. Реакция происходит с выделением теплоты.

$$C + O_2 = CO_2 + 412 \text{ МДж}.$$

Диоксид углерода получается также в процессе производства негашеной извести — оксида кальция.

$$CaCO_3 = CaO + CO_2.$$

Реакция протекает с поглощением теплоты.

Диоксид углерода термически устойчив, диссоциирует на CO и $^1/_2$ O_2 при температурах $\geqslant$2000°C.

Обезвоженный газообразный и жидкий диоксид углерода не коррозирует металлы; лишь диоксид углерода, содержащий воду, может вызвать коррозию металлов.

Физиологическое действие. Характеристика физиологического влияния различных концентраций диоксида углерода на человека показана ниже, в табл. IV—10. В связи с тем что CO_2 в 1,5 раза тяжелее воздуха, он вытесняет кислород из легких, вследствие чего может наступить удушье. Предельно допустимая концентрация диоксида углерода в воздухе производственных помещений не установлена. При контроле за концентрацией CO_2 в воздухе производственных помещений ориентируются на норматив, установленный для угольных и озокеритовых шахт (до 0,5% по объему или 9200 мг/м^3).

Таблица IV—10

Зависимость воздействия CO_2 на человека от концентрации

Показатели	Объемная доля CO_2 в воздухе, %							
	0,6—0,8	2	3—4	4—5	5—7	10	15	25—30
Воздействие человека	От едва заметного до небольшого	Небольшое	Оказывает влияние на дыхание без последствий	Легкое влияние до головокружения	Вредное до опасного	Сильная одышка	Потеря сознания	Наркотическое действие
Соответствующая продолжительность пребывания в загазованной атмосфере, ч	6	—	—	0,5—1	0,5	Несколько минут	Очень небольшой промежуток времени	Мгновенная смерть

По данным [9], объемная доля CO_2 в помещениях с людьми не должна превышать следующих пределов (в %).

В жилых комнатах	0,1
В школах, учреждениях и других помещениях при периодическом пребывании в них людей	0,125
В кинотеатрах и других помещениях с кратковременным пребыванием в них людей	0,2
В больницах и других помещениях при пребывании в них людей в состоянии заболевания	0,07

Длительное (до нескольких суток) вдыхание воздуха, содержащего CO_2 в количестве более 1,5—3%, вызывает головную боль, головокружение и тошноту. Воздух, содержащий CO_2 в количестве 3—4%, способствует учащению дыхания. При концентрации CO_2 выше 6% теря-

ется работоспособность, появляются сонливость, ослабление дыхания и сердечной деятельности. В больших концентрациях CO_2 вызывает гипоксию (кислородное голодание). Предельная концентрация CO_2, которую большинство людей способны выдержать в течение нескольких минут без потери сознания, составляет 9%. При концентрации CO_2 выше 9% люди быстро теряют сознание.

ПРОИЗВОДСТВО СУХОГО ЛЬДА

Технологическая схема. Сухой лед производят в установках, работающих по разомкнутому холодильному циклу. Рабочее тело — диоксид углерода — совершает обратный круговой процесс, непрерывно обновляясь. Взамен изъятого твердого диоксида углерода установка непрерывно пополняется свежим газообразным (или жидким) диоксидом углерода, специально получаемым для этой цели.

Технология производства свежего диоксида углерода определяется характеристикой используемого источника сырья.

При производстве диоксида углерода используют различное сырье, условно подразделяемое на три группы (табл. IV—11):

Таблица IV-11

Источники сырья, используемые для производства диоксида углерода

Сырье	Объемная доля, %	
	CO_2	прочих компонентов
А. Бросовые промышленные газовые смеси и CO_2 природного происхождения		
газы брожения	98—99,8	Воздух; H_2O, органические примеси — 0,2—2
отходящие (экспанзерные) газы от производства аммиака		
после водной очистки и первой ступени снижения давления воды	80—94	N_2—6 — следы; CO—5—0,1; H_2—4—5, $H_2S \leqslant 20$мг/нм^3
после водной очистки и второй ступени снижения давления воды	98—99	H_2—2—1, $H_2S \leqslant 20$ мг/нм^3
после моноэтаноламиновой очистки	99,5—99	N_2, H_2O, $H_2S \leqslant 20$ мг/нм^3
после производства CO_2 на базе коксового газа	97,7—99	NH_3—0,02; $H_2S \leqslant 0,12$; ароматические и др.
газы, отходящие от производства защитного азотного газа	99—99,5	N_2, CO; воздух
газы, отходящие от производства мыла	99—99,5	Воздух, ароматические — 1—0,5
диоксид углерода природного происхождения	92—99,5	воздух, N_2; CH_4 и др.
Б. Топливо в виде продуктов его сжигания (пар и дымовые газы)		
дымовые газы от сжигания топлива	9—18	N_2; $O_2 \leqslant 2 \div 4$
дымовые газы от известково-обжигательных печей	20—35	N_2; $O_2 \leqslant 2 \div 4$
В. Дымовые газы или другие газовые смеси	9—35	N_2; O_2

группа А — бросовые промышленные газовые смеси, богатые диоксидом углерода; к этой группе относят также диоксид углерода природного происхождения;

группа Б — сырье, расходуемое специально на производство диоксида углерода;

группа В — дымовые газы или другие газовые смеси, бедные диоксидом углерода.

В зависимости от вида сырья применяют соответствующую технологическую схему производства диоксида углерода. При использовании сырья группы А, содержащего компоненты, от которых нельзя очистить CO_2 без изменения его агрегатного состояния, чистый CO_2 первоначально получают в жидком виде, сырья группы Б — газообразный CO_2, а из сырья группы В — CO_2 в твердом виде.

Технологические схемы получения твердого и жидкого CO_2 из бросовых промышленных газовых смесей (сырье группы А) и из топлива (сырье группы Б) различаются лишь на этапе получения газообразного CO_2. При работе на

бросовых промышленных газовых смесях используют готовый CO_2, а при работе на топливе специально производят чистый газообразный CO_2 абсорбционно-десорбционным способом, подробно технология описана в [10, 11, 15, 16]. Дальнейшие этапы технологического процесса являются общими и не зависят от исходного сырья.

Получение сухого льда методом вымораживания из газовых смесей, содержащих до 35% CO_2, осуществляют на охлаждаемой поверхности или в потоке расширяющейся газовой смеси [7, 17].

Сущность процесса вымораживания диоксида углерода из газовой смеси на охлаждаемой поверхности заключается в охлаждении газовой смеси до температуры равновесия между твердой и газообразной фазами (при данном парциальном давлении CO_2), при которой CO_2 превращается в твердое состояние и выделяется в виде кристаллов на поверхности до тех пор, пока температура поверхности ниже температуры CO_2.

Степень извлечения диоксида углерода из газовой смеси зависит от начального содержания CO_2 в смеси, а также от характеристик холодильной установки. Так, для того чтобы из газовой смеси вымородить CO_2, например, до содержания 7%, необходимо иметь холодильный агент, температура которого — 112°С, а до 3% — —118°С.

Процесс вымораживания можно осуществлять и при более высокой температуре путем повышения парциального давления CO_2 в газовой смеси и соответственно температуры насыщения CO_2.

Сущность процесса вымораживания диоксида углерода из газовой смеси в потоке заключается в том, что предварительно сжатую газовую смесь подвергают расширению, в результате чего понижается температура смеси. При этом диоксид углерода, содержащийся в газовой смеси, охлаждается до состояния насыщения и превращается в кристаллы, взвешенные в потоке газа низкого давления. Как и в установке вымораживания CO_2 на охлаждаемой поверхности, газовая смесь после промывки и очистки от механических примесей сжимается в компрессоре, охлаждается в холодильнике водой и регенеративном теплообменнике обратным газовым потоком, а затем поступает в детандер, в котором расширяется и соответственно охлаждается до температуры насыщения твердого CO_2. При этом появляются кристаллы диоксида углерода. После детандера смесь газа и кристаллов CO_2 направляется в сепаратор, где кристаллы сухого льда задерживаются, а газовая смесь через регенеративный теплообменник сбрасывается в атмосферу. При необходимости снегообразную массу прессуют.

Энергетические показатели этой установки, как и установки вымораживания CO_2 на охлаждаемой поверхности, зависят от начального содержания CO_2 в газовой смеси и, кроме того, от степени расширения газового потока в детандере.

В нашей стране ~75% годового выпуска сухого льда и ~40% жидкого CO_2 производится из топлива, остальное количество CO_2— из бросовых промышленных газов.

В зависимости от условий производства и в соответствии с требованиями ГОСТ 12162—77 к качеству промышленность выпускает пищевой сухой лед высшего и I сортов и технический.

Технологический процесс производства сухого льда из газообразного CO_2 состоит из следующих этапов:

сжатие CO_2 до давления конденсации, включающее промежуточное охлаждение сжатого газа и освобождение его от масла, воды и их паров;

конденсация сжатого CO_2;

снижение давления и температуры жидкого CO_2, включающее дросселирование жидкого CO_2, отделение жидкой фазы от газообразной и ее накапливание;

собственно получение твердого CO_2 и его хранение.

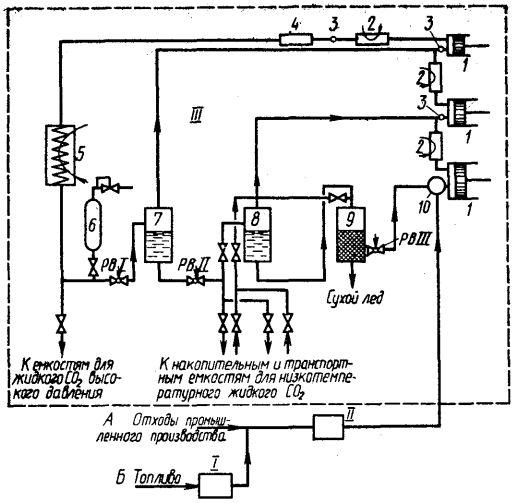
В зависимости от чистоты свежего газообразного CO_2 производство сухого льда осуществляется в установках, работающих по циклу высокого давления (с трех- или двухступенчатым дросселированием), или в каскадных установках, работающих по циклу высокого или среднего давления.

Цикл высокого давления. Его применяют в условиях, когда температура охлаждающей воды достаточно низка для обеспечения конденсации чистого диоксида углерода.

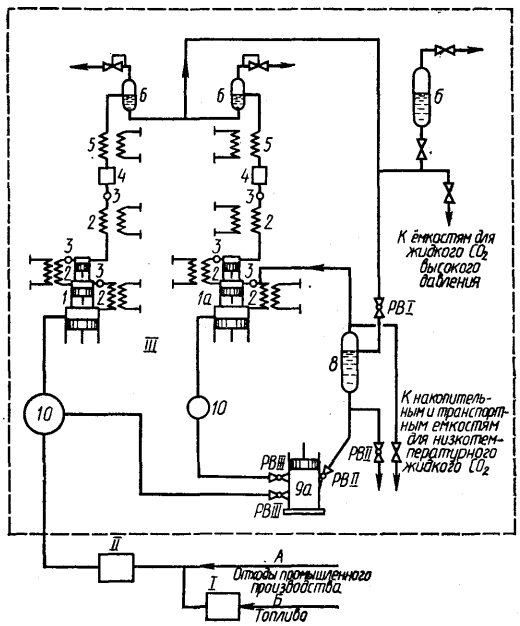
Принципиальная схема установки высокого давления с трехступенчатым сжатием и трехступенчатым дросселированием жидкого CO_2 показана на рис. IV—5, а процессы, осуществляющиеся в этой установке, в *i, p*-диаграмме — на рис. IV—6.

Технологическая схема производства сухого льда по циклу высокого давления представлена на рис. IV—7.

Газообразный CO_2, являющийся отходом какого-либо производства или полученный в газовой части установки для производства CO_2 из топлива, после очистки поступает в сухолединую установку. Далее газ сжимается компрессором, после каждой ступени сжатия охлаждается в промежуточных холодильниках и освобождается от крупных капель масла и влаги в объемных масловлагоотделителях, окончательно осушается и очищается от масла в блоке очистки и осушки и поступает в конденсатор, где сжижается.



а



б

Рис. IV—5. Принципиальная схема получения сухого льда в льдогенераторах (*а*) и прессах (*б*):

I — оборудование для получения газообразного CO_2 из топлива; *II* — оборудование для очистки CO_2 от запахов; *III* — сухоледная установка; *1* — компрессор основной; *1а* — компрессор дополнительный; *2* — промежуточный холодильник; *3* — объемный масловлагоотделитель; *4* — блок осушки и очистки CO_2 от масла; *5* — конденсатор (или конденсатор CO_2-испаритель холодильного агента); *6* — ресивер (стапельный баллон); *7, 8* — промежуточные сосуды; *9* — льдогенератор; *9а* — пресс; *10* — буферный сосуд

←

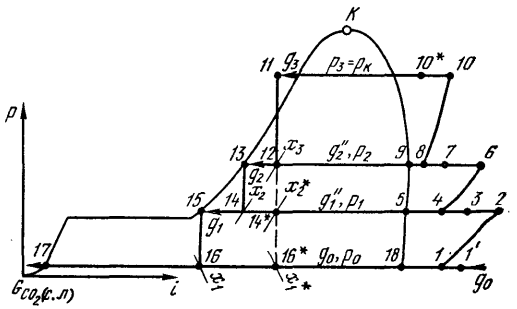


Рис. IV—6. Цикл высокого давления с трехступенчатым сжатием и трехступенчатым (двухступенчатым или одноступенчатым) дросселированием в *i*, *p*-диаграмме:

1' — состояние «свежего» газа; *1—2, 4—6, 8—10* — сжатие CO_2 в I, II и III ступенях; *2—3, 6—7, 10—10** — охлаждение в промежуточных холодильниках; *10*—11* — охлаждение и конденсация; *11—12, 13—14, 15—16* — дросселирование в регулирующих вентилях *РВI*, *РВII*, *РВIII* (или *11—14**, *15—16* — при двухступенчатом и *11—16** — при одноступенчатом дросселировании); *17* — состояние твердого CO_2; *18* — состояние насыщенного пара над твердым CO_2; g_1, g_2, g_3 — количество жидкого CO_2, поступающего на дросселирование в *РВIII*, *РВII* и *РВI*; g_0'', g_1'', g_2'' — количество газообразного CO_2, отводимого после дросселирования в I, II и III ступень компрессора; $g_0 = G_{CO_2\ (с.л.)}$ — количество свежего CO_2 и сухого льда; x_1, x_2, (x^*_1), (x^*_2), x_3 — коэффициенты парообразования; p_0 — давление газа, всасываемого I ступенью сжатия; p_1, p_2 и p_3 — давление газа, нагнетаемого соответственно I, II и III ступенями сжатия

При производстве сухого льда в льдогенераторе жидкий CO_2 из конденсатора поступает в регулирующий вентиль *РВI*, в котором дросселируется до 2500 кПа. Получаемая при этом парожидкостная эмульсия направляется в промежуточный сосуд *7*, из которого жидкий CO_2 отводится в регулирующий вентиль *РВII*, а пар — в III ступень сжатия CO_2 в компрессоре. В регулирующем вентиле *РВII* жидкий CO_2 дросселируется с 2500 до 800 кПа. Парожидкостная эмульсия после регулирующего вентиля *РВII* отводится в промежуточный сосуд *8*, из которого жидкий CO_2 поступает в льдогенераторы, а пар — во II ступень комп-

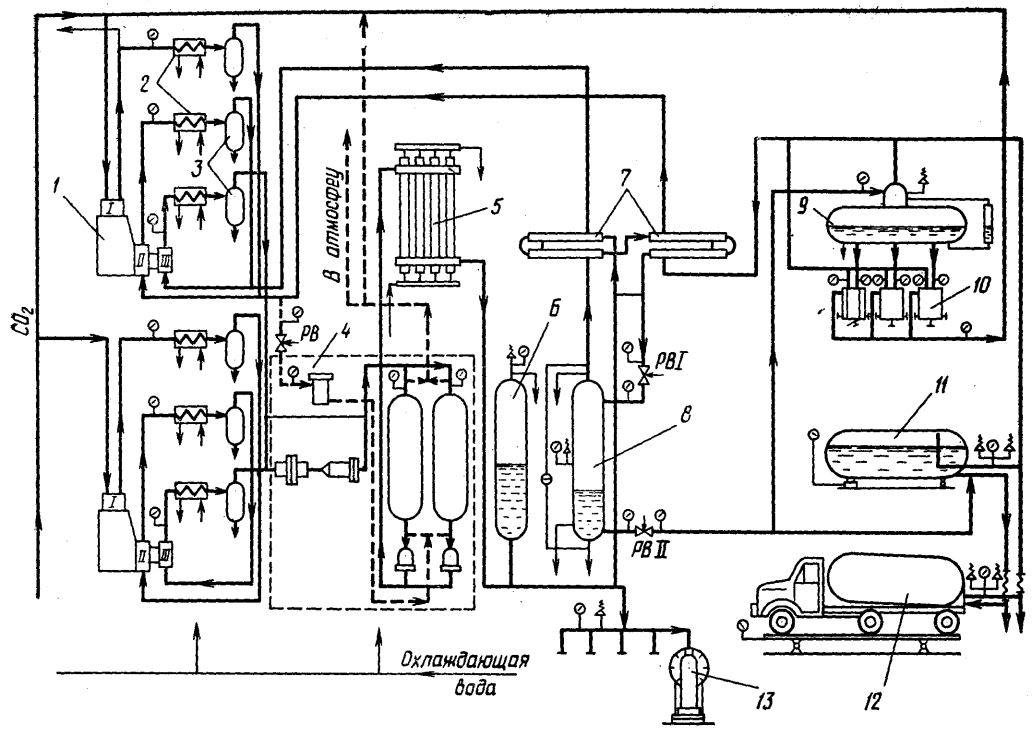


Рис. IV—7. Схема получения сухого льда из чистого газообразного CO_2:
1 — компрессор; *2* — промежуточный холодильник; *3* — масловлагоотделитель; *4* — блок очистки и осушки; *5* — конденсатор; *6* — баллон стапельный; *7* — переохладитель жидкого CO_2; *8* — промежуточный сосуд I; *9* — промежуточный сосуд II; *10* — льдогенератор; *11* — НЖУ; *12* — ЦЖУ; *13* — станция наполнительная

рессора. В льдогенераторе в *РВIII* осуществляются третье дросселирование жидкого CO_2 с 800 кПа до атмосферного давления и превращение жидкого CO_2 в твердое состояние. Получающийся при этом пар отводится в I ступень сжатия CO_2 в компрессоре.

При использовании прессов первое дросселирование с давления конденсации обычно сразу осуществляется до 1600 кПа, а второе — до давления, превышающего на 200—300 кПа тройную точку. Третье дросселирование проводится в камере пресса в две ступени: сначала в вентиле верхнего отсоса до 350—300 кПа, а затем в вентиле нижнего отсоса до 100 кПа.

Потоки свежего газа и газа, образовавшегося после ступенчатого дросселирования жидкого CO_2, сжимаются либо в одном компрессоре (работа по совмещенному циклу), либо раздельно в двух компрессорах. Компрессор для сжатия свежего газа (работа по основному циклу) принято называть основным, а компрессор для сжатия газа после ступеней дросселирования (работа по дополнительному циклу) — дополнительным. В основном цикле процесс заканчивается получением жидкого CO_2, который далее соединяется с жидким CO_2, полученным в дополнительном цикле. Чаще всего потоки газообразного CO_2 из обоих компрессоров соединяют перед конденсатором.

В случае использования прессов разделение потоков на основной и дополнительный является обязательным из-за большой разницы между давлениями свежего CO_2 и CO_2 после дросселирования в вентиле верхнего отсоса CO_2 из пресса.

Цикл высокого давления с трехступенчатым сжатием и трехступенчатым дросселированием рассчитывают следующим образом.

Температуру и удельную энтальпию обозначают через t и i с номером точки на диаграмме совмещенного цикла (см. рис. IV—6).

По следующим формулам определяют массовые расходы жидкого и газообразного CO_2, циркулирующих в установке.

Количество газообразного диоксида углеро-

да g''_0 (в кг/с) при p_0, получаемого при дросселировании жидкого диоксида углерода с p_1 до p_0 (от точки *15* до точки *16*) и льдообразовании:

$$g''_0 = G_{CO_2\,(с.л)}\, x_1/(1-x_1),$$

где $G_{CO_2\,(с.л)}$ — производительность установки по сухому льду, которая теоретически равна количеству газообразного CO_2, поступающего на I ступень сжатия, g_0, кг/с; x_1 — коэффициент парообразования при намораживании блоков сухого льда в льдогенераторах.

Массовый расход жидкого диоксида углерода g_1 (в кг/с) при давлении p_1, поступающего в льдогенераторы (точка *15*), и массовый расход газообразного CO_2, поступающего в I ступень сжатия совмещенного компрессора (точка *1*):

$$g_1 = G_{CO_2\,(с.\,л)} + g''_0 = G_{CO_2\,(с.\,л)}/(1-x_1).$$

Массовый расход пара g''_1 (в кг/с) при p_1 после дросселирования жидкого диоксида углерода с p_2 до p_1:

$$g''_1 = g_1 x_2/(1-x_2) =$$

$$= G_{CO_2\,(с.\,л)} x_2/(1-x_1)(1-x_2),$$

где x_2 — коэффициент парообразования при дросселировании жидкого диоксида углерода с давления p_2 до p_1 (от точки *13* до точки *14*).

Массовый расход жидкого диоксида углерода g_2 (в кг/с) при давлении p_2 (точка *13*) и количество газообразного CO_2, поступающего во II ступень сжатия совмещенного компрессора:

$$g_2 = g_1 + g''_2 = G_{CO_2\,(с.\,л)}/(1-x_1)(1-x_2).$$

Массовый расход пара g''_2 (в кг/с) при p_2 после дросселирования жидкого диоксида углерода с p_3 до p_2:

$$g''_2 = g_2 x_3/(1-x_3) = G_{CO_2\,(с.\,л)}\, x_3/(1-x_1) \times$$

$$\times (1-x_2)(1-x_3),$$

где x_3 — коэффициент парообразования при дросселировании жидкого диоксида углерода с p_3 до p_2 (от точки *11* до точки *12*). Значения x_1, x_2 и x_3 находят по диаграмме (практически $x_1 = 0{,}56$).

Массовый расход жидкого диоксида углерода g_3 (в кг/с), проходящего из конденсатора через первый регулирующий вентиль (точка *11*), и количество газообразного CO_2, поступающего в III ступень сжатия совмещенного компрессора (точка *8*):

$$g_3 = g_2 + g''_2 = G_{CO_2\,(с.\,л)}/(1-x_1) \times$$

$$\times (1-x_2)(1-x_3).$$

При разделении потока на основной и дополнительный во все ступени основного компрессора поступает $G_{CO_2\,(с.\,л)}$ кг/с, а в I, II и III ступени сжатия дополнительного компрессора — g''_0, g''_1 и g''_2, кг/с CO_2.

По найденным значениям масс и удельных объемов газа, засасываемого каждой ступенью компрессора (см. рис. IV—6, точки *1*, *4* и *8*), которые находят по *i—p*-диаграмме (см. рис. IV—1), определяют теоретические объемы, описанные поршнями цилиндров, а с учетом коэффициентов подачи — действительные их объемы.

Коэффициент выхода сухого льда n за один цикл рассчитывают по формуле

$$n = 100 G_{CO_2\,(с.\,л)}/g_3.$$

Затем определяют мощность $N_а$ (в кВт), необходимую для сжатия пара.

$$N_а = N_{а1} + N_{а2} + N_{а3}.$$

Для цилиндра первой ступени

$$N_{а1} = (i_2 - i_1)\, g_1.$$

Для цилиндра второй ступени

$$N_{а2} = (i_6 - i_4)\, g_2.$$

Для цилиндра третьей ступени:

$$N_{а3} = (i_{10} - i_8)\, g_3.$$

Здесь i_2, i_6 и i_{10} находят по диаграмме (см. рис. IV—1) и пересчитывают в кДж/кг, а i_1, i_4 и i_8 — по формулам:

$$i_1 = \left(i'_1 G_{CO_2\,(с.\,л)} + i_{18} g''_0 \right)/g_1;$$

$$i_4 = \left(i_3 g_1 + i_5 g''_1 \right)/g_2;$$

$$i_8 = \left(i_7 g_2 + i_9 g''_2 \right)/g_3.$$

Значения i''_1, i_3, i_7 находят по диаграмме (см. рис. IV—1) соответственно температуре газа, превышающей на 8—10° температуру воды, поступающей в промежуточные холодильники, а i_{18}, i_5 и i_9 — соответственно p_0, p_1 и p_2 на диаграмме на линии насыщения пара (окончательное значение энтальпий должно быть в килоджоулях на килограмм).

При определении эффективной мощности

компрессора учитывают коэффициент полезного действия компрессора η.

$$N_e = N_a/\eta.$$

Удельный расход электроэнергии (в кДж/кг):

теоретический

$$N_{ay} = N_a/G_{CO_2\,(с.\,л)};$$

эффективный

$$N_{ey} = N_e/G_{CO_2\,(с.\,л)}.$$

По такому же принципу выполняют расчет вариантов циклов получения сухого льда с двух- или одноступенчатым дросселированием.

Цикл высокого давления с трехступенчатым дросселированием является менее энергоемким, чем цикл с двух- или одноступенчатым. При замене трехступенчатого дросселирования двух- или одноступенчатым расход электроэнергии увеличивается соответственно на 15 и 45%.

Существенно улучшается эффективность цикла снижением температуры и соответственно давления конденсации CO_2, что возможно при наличии холодной воды (при понижении температуры конденсации с 30 до 20°С коэффициент выхода сухого льда увеличивается на 30%, а удельный расход энергии на сжатие CO_2 в III ступени сжатия CO_2 в компрессоре уменьшается почти в 2 раза).

Кроме того, при переохлаждении сжиженного CO_2 коэффициент выхода сухого льда, не влияя значительно на абсолютную величину затрачиваемой энергии, также несколько увеличивается.

Повышение эффективности цикла высокого давления возможно путем замены процессов дросселирования адиабатическим расширением. При этом увеличится коэффициент выхода сухого льда и появится возможность частичного возврата затраченной энергии.

Каскадный цикл. Этот цикл высокого давления применяется в установках, работающих на сырье группы А — газовых смесях, содержащих CO_2 в количестве 75—80%, а также чистом CO_2 при высокой температуре охлаждающей воды. Схема сухоледной установки, работающей по каскадному циклу высокого давления, аналогична схеме описанной выше установки высокого давления. Разница лишь в необходимости обеспечения более низкой температуры конденсации CO_2 в газовой смеси, что достигается применением для этой цели служебной холодильной установки.

В конденсаторе CO_2, который является одновременно испарителем служебной холодильной установки, сжатая в трехступенчатом компрессоре газовая смесь охлаждается, часть CO_2 конденсируется, остальная часть смеси непрерывно сбрасывается в атмосферу. Сжиженный CO_2 поступает далее для производства сухого льда или для наполнения транспортных емкостей. Насыщенные пары CO_2, образовавшиеся в цикле при дросселировании жидкого CO_2, отделяются от основного потока и выводятся в дополнительный, который работает по обычной схеме цикла высокого давления.

Эффективность каскадного цикла высокого давления зависит от эффективности процессов, происходящих в конденсаторе-испарителе, и характеризуется удельным расходом газовой смеси на получение 1 кг жидкого диоксида углерода, удельными расходами воды и электроэнергии.

Одна из действующих производственных установок для получения сухого льда по каскадному циклу высокого давления из экспанзерных газов с содержанием CO_2 82—90% по объему характеризуется следующими показателями:

Расход	
экспанзерных газов, м³/кг	1,4
электроэнергии, кВт·ч/т	735
воды, м³/т	337

Примечание. Расход экспанзерных газов дан при нормальных условиях.

Каскадная установка среднего давления состоит из двухступенчатой установки для производства сухого льда и одноступенчатой служебной холодильной установки. По каскадной схеме работают автономные агрегаты для производства сухого льда в виде небольших элементов различных форм и размеров массой 10—200 г.

Принципиальная схема агрегата для производства элементов сухого льда в виде палочек или таблеток приведена на рис. IV—8, *а*, а термодинамическая диаграмма цикла, осуществляемого в таком агрегате,— на рис. IV—8, *б*. Агрегат состоит из изотермической емкости с жидким CO_2, гранулятора (таблетера) и оборудования для реконденсации CO_2 со служебной холодильной установкой.

Отличие автономного сухоледного агрегата от сухоледной установки заключается в том, что CO_2, получающийся при последнем дросселировании, не возвращается в цикл, а сбрасывается в атмосферу, что связано с принципом работы экструдера-гранулятора (выпрессователя). Формирование элементов сухого льда происходит путем прессования снегообразной массы и выдавливания сухого льда через отверстия экструдера из камеры гранулятора непосредственно в атмосферу. При этом теряется до 10% диоксида углерода.

По каскадному циклу среднего давления осуществляется получение снегообразного CO_2,

применяемого в контактных морозильных установках. Как и в сухоледном агрегате, вместо изымаемого твердого CO_2 в установку поступает жидкий CO_2, доставляемый от завода-изготовителя в транспортных изотермических емкостях. В мелких морозильных установках газообразный CO_2 чаще всего не возвращают на реконденсацию, а сбрасывают в атмосферу.

Основное оборудование сухоледных установок. Оборудование для получения сухого льда выпускают пригодным для использования как в сухоледных установках, так и в установках для производства жидкого CO_2.

Комплект оборудования для производства сухого льда и жидкого диоксида углерода представляет собой единую установку. В настоящее время отечественной промышленностью серийно изготовляются установка высокого давления УВЖС и каскадная среднего давления УЖС. Создана новая каскадная установка среднего давления УЖС-5,4. Кроме того, в эксплуатации находятся установки высокого давления 3УГМ, 4УГ, 4УГ в комплекте с установками 5УГ, УВЖС-500, а также установки высокого давления зарубежного производства.

Установка высокого давления УВЖС предназначена для производства сухого льда в количестве 60 кг/ч или жидкого CO_2 высокого давления в количестве 220 кг/ч. Установку выпускают в трех исполнениях: для получения сухого льда и жидкого CO_2 (исполнение I), только сухого льда (исполнение II), только жидкого CO_2 (исполнение III). Масса установки I исполнения 6287 кг, II — 6167 кг, III — 4220 кг. При выработке сухого льда в установке УВЖС осуществляется смешанный цикл трехступенчатого сжатия с трехступенчатым дросселированием.

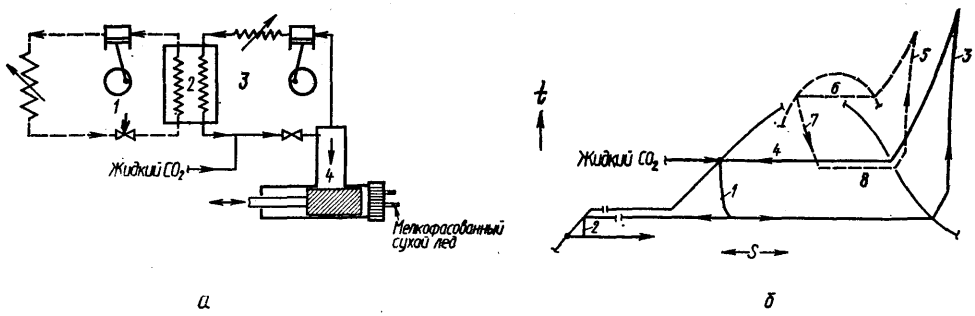
Принципиальная схема установки УВЖС показана на рис. IV—9, техническая характеристика оборудования, входящего в комплект установки, приведена в табл. IV—12.

Каскадная установка среднего давления УЖС предназначена для производства 110 кг/ч

Таблица IV—12

Характеристика оборудования установки УВЖС

Оборудование	Марка	Объем	Площадь поверхности теплообмена, м²	Масса, кг	Количество, шт.
Компрессор	2УП	—	—	1850	1
Электродвигатель мощностью 75 кВт (частота вращения 12,25 с⁻¹)	АВ-2-101-8В	—	—	—	1
Блок управления	БУ 5120-33ГЗ	—	—	—	1
Промежуточный холодильник					
I ступени	Т4	—	1,8	130	1
II ступени	Т1А	—	1,6	117	1
III ступени	Т2	—	0,975	71	1
Масловлагоотделитель					
I ступени	32-УВ-1	0,085	—	102	1
II ступени	32-УВ-1	0,085	—	102	1
III ступени	80-УВ	0,032	—	65	1
Фильтр высокого давления	ФУ1	0,035	—	212	4
Конденсатор	КУ1	—	2,3	187	3
Регулирующий вентиль	РВ1, РВ2	—	—	—	2
Промежуточный сосуд					
первый	УСП1	0,29	—	250	1
второй	УСП2	0,43	—	360	1
Рампа для наполнения баллонов (пост)	ПУ-1	—	—	38	3
Льдогенератор (льдоформа)	СЛФ	0,034	—	242	5
Электронагреватель (7,5 кВт)	—	—	0,27	38	1
Теплообменник	Т3	—	0,35	22	1



а *б*

Рис. IV—8. Автономный сухоледный агрегат:

а — принципиальная схема:
1 — служебная холодильная установка; *2* — конденсатор-испаритель; *3* — установка для реконденсации CO_2; *4* — таблетер; *б* — цикл агрегата в *s*, *t*-диаграмме: *1* — дросселирование жидкого CO_2 в дроссельном устройстве таблетера; *2* — дросселирование твердого CO_2 при выпрессовывании элементов сухого льда; *3* — сжатие CO_2, отсасываемого из камеры таблетера; *4* — охлаждение и конденсация CO_2; *5* — сжатие холодильного агента; *6* — охлаждение и конденсация холодильного агента; *7* — дросселирование холодильного агента; *8* — кипение холодильного агента

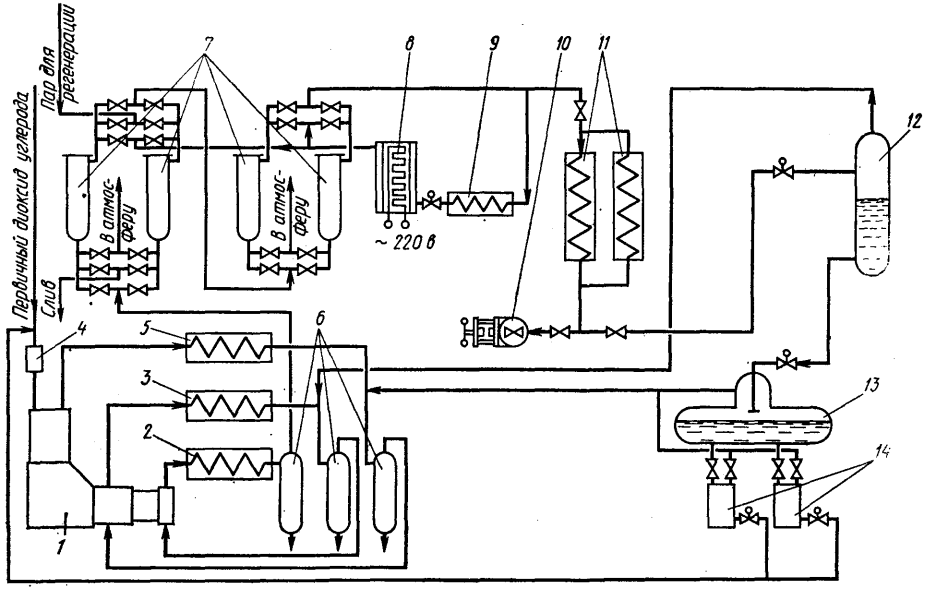


Рис. IV—9. Принципиальная схема установки УВЖС:

1 — компрессор 2УП; *2, 3, 5* — промежуточные холодильники; *4* — смеситель газа; *6* — масловлагоотделитель; *7* — фильтр высокого давления; *8* — электроподогреватель; *9* — пароподогреватель; *10* — пост наполнения баллонов; *11* — конденсатор; *12, 13* — промежуточный сосуд; *14* — льдогенератор

сухого льда в льдогенераторах или 270 кг/ч низкотемпературного жидкого CO_2. Установка работает по каскадной схеме с давлением конденсации CO_2 1500 кПа. Верхний каскад—двухступенчатый аммиачный цикл, нижний — двухступенчатый цикл CO_2. Сжатие аммиака и диоксида углерода осуществляется одним компрессором.

В установку УЖС входят бессмазочный компрессор 2УАП для сжатия CO_2 и аммиака с электродвигателем (1 шт.), конденсатор-испаритель КИ (1. шт.), масловлагоотделитель УВ4 (2 шт.), осушитель-вымораживатель ВУ (2 шт.), промежуточный сосуд УСП-2 (1 шт.), промежуточные холодильники Т1А (1 шт.), Т4 (1 шт.), льдогенератор СЛФ (4 шт.), теп-

лообменник для подогрева жидкого CO_2 перед поступлением в баллоны Т4 (1 шт.), насос для перекачки сжиженного CO_2 (плунжерный насос) КН-4 (2 шт.), рампа для наполнения баллонов (пост) ПУ1 (3 шт.), а также оборудование аммиачной системы. К нему относят кожухотрубный конденсатор 20КТГ (1 шт.), отделитель жидкости ОЖГ70 (1 шт.), промежуточный сосуд 40ПСЗ (1 шт.), поплавковый аммиачный регулятор 5ПРа (1 шт.), линейный ресивер 0,4 РВ (2 шт.), дренажный ресивер 3,5РД (1 шт.) и аммиачный фильтр 15АФ (2 шт.).

Общая масса установки 9300 кг.

При исполнении установки для получения жидкого CO_2 из нее исключают промежуточный сосуд и льдогенераторы, а для получения сухого льда — рампы для наполнения баллонов ПУ-1, насос КУ-4 и теплообменник Т4.

Каскадная установка среднего давления УЖС-5,4 предназначена для производства сухого льда и жидкого CO_2. Конденсация CO_2 осуществляется при 1500 кПа. Снабжение конденсатора кипящим аммиаком централизованное. Для осушки CO_2 в установку включен стандартный блок осушки воздуха, который установлен перед II ступенью компрессора.

В установку УЖС-5,4 входят бессмазочный компрессор 2УП-5,4 с электродвигателем, конденсатор-испаритель (кожухотрубный теплообменник 400 ТНГ-1-25-М8Н/20Г3-2), промежуточный холодильник (кожухотрубный теплообменник 273 ТКГ-25-М8Н/20Г1-1), промежуточный сосуд УСП-2, угольный фильтр

Таблица IV—13

Характеристика компрессоров

Показатели	Компрессор						
	2УП	2УАП для CO_2 и NH_3	2УП-5,4	3УП	3УГМ	4УГ	5УГ
Производительность, кг/ч по жидкому CO_2 при давлении всасывания							
100 кПа	220	270	540	500	250	1000	—
500 кПа	—	—	—	—	—	—	600
по сухому льду	60	110	220	—	100	При совместной работе 1000	
Количество ступеней сжатия	3	2	2	3	3	3	3
Конечное давление сжатия (давление конденсации CO_2), кПа	75	15	15	75	75	75	75
Диаметр цилиндра, мм							
I ступени	160	250	250×2	230	250	380	240
II ступени	110	130	130×2	160	150	230	170
III ступени	58	—	—	75	80	105	145
Ход поршня, мм	125	125	125	210	250	450	350
Частота вращения, $с^{-1}$	12,25	12,25	12,25	8,33	3,12	3,12	3,12
Объем, описываемый поршнями, 10^{-2} $м^3/с$							
I ступени	6,028	—	—	—	5,889	24,833	3,125
II ступени	1,336	—	—	—	1,231	5,194	1,994
III ступени	0,406	—	—	—	0,406	1,211	1,797
Эффективная мощность, кВт	44	49	49	75	44	123	105
Электродвигатель							
тип	АВ-2-101-8	АВ-2-101-8	—	ДСК-12-24-12	АК-9Г	ГАМ-137-10	А-113-10
мощность, кВт	75	75	—	125	55	160	160
напряжение, В	220/380	220/380	—	—	220/380	220/380	220/380
частота вращения, $с^{-1}$	12,25	12,25	—	8,33	16,67	9,833	9,833
Масса компрессора без электродвигателя, кг	1850	2400	2400	2300	4100	8500	7600
Общая масса компрессора, кг	2074	7	—	2300	4775	10320	9400

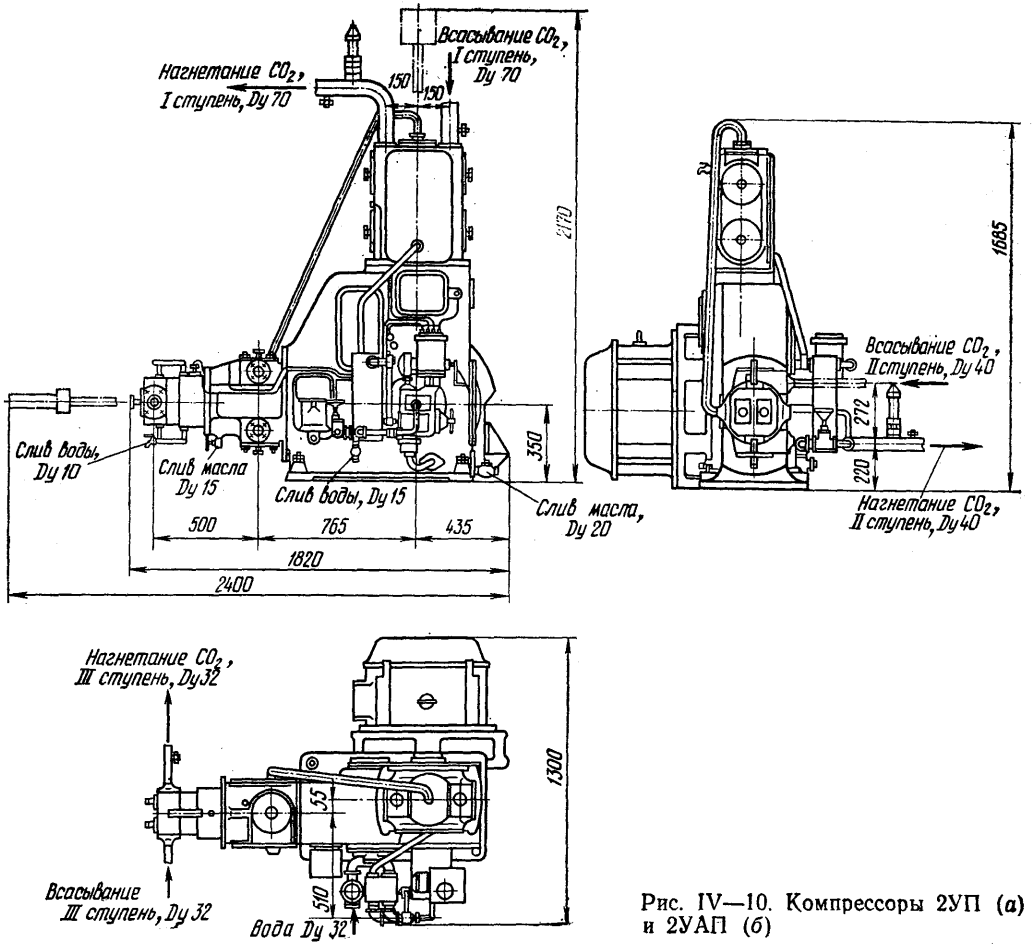


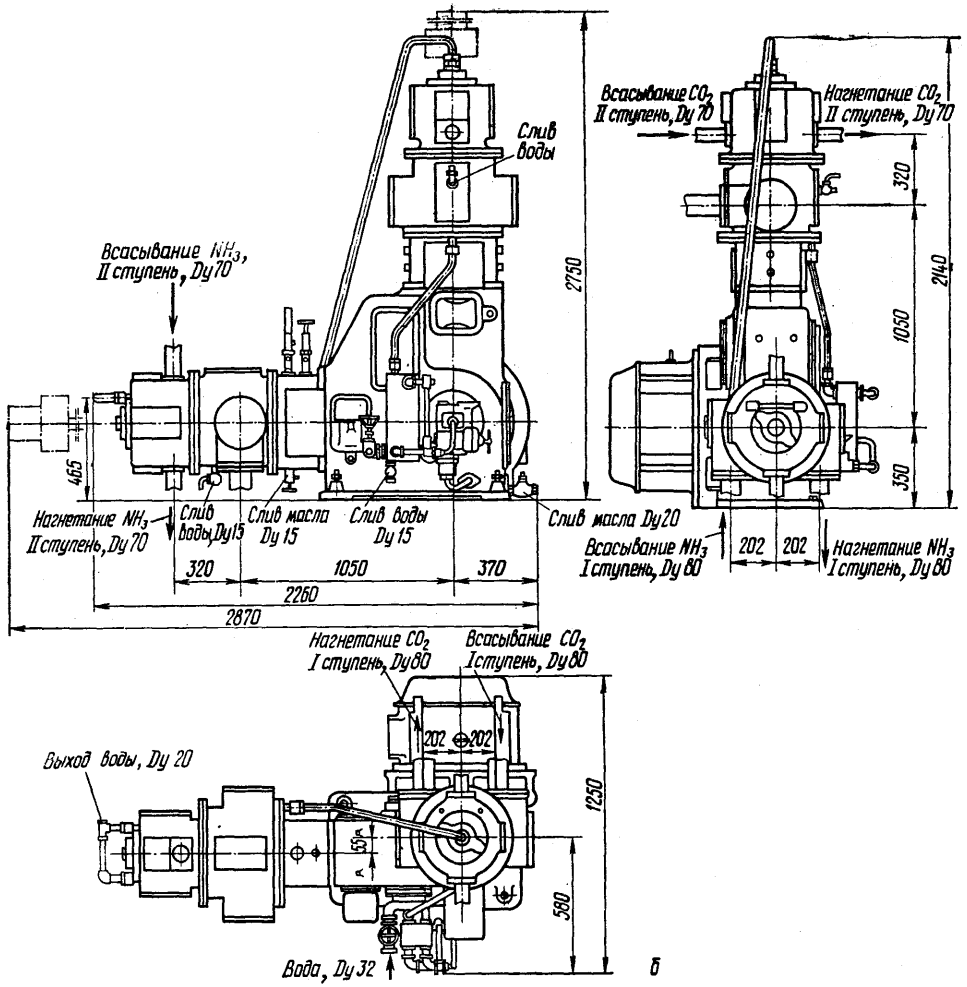
Рис. IV—10. Компрессоры 2УП (*а*) и 2УАП (*б*)

ФУ1А, льдогенератор (СЛФ) (8 шт.), газификатор жидкого CO_2 УГ-300 (2 шт.), изотермическая накопительная цистерна НЖУ-8, блок осушки CO_2 УОВБ-2М, насос для перекачки низкотемпературного жидкого CO_2 КУ4.

В зависимости от вида выпускаемого CO_2 состав оборудования изменяется. На установках 3УГМ, 4УГ в комплекте с установкой 5УГ можно изготовлять сухой лед и жидкий CO_2. Производительность всех установок регламентируется производительностью компрессора, работающего по основному или совмещенному циклу.

За рубежом установки для производства жидкого CO_2 и сухого льда выпускают также скомплектованными в единый агрегат. Производительность этих установок колеблется от 50 кг/ч до нескольких тонн в час. В ГДР машиностроительный завод «Мафа Вурцен» выпускает полные комплекты установок производительностью от 1,5 до 12 т сухого льда в сутки. Установки комплектуются бессмазочными компрессорами и прессами.

К оборудованию для сжатия газа относят компрессоры, промежуточные холодильники, масловлагоотделители и блок аппаратов для очистки и осушки CO_2. Применяют компрессоры со смазкой и бессмазочные. Техническая характеристика компрессоров дана в табл. IV—13, промежуточных холодильников и конденса-



торов — в табл. IV—14, масловлагоотделителей — в табл. IV—15. Компрессоры 2УП и 2УАП показаны на рис. IV—10.

Сжатый CO_2 перед конденсацией освобождают от масла и воды, содержащихся в нем в виде мелкодисперсных капель и пара. Очистку CO_2 от масла осуществляют методом фильтрации через активный уголь или другой фильтровальный материал. Для осушки CO_2 применяют методы вымораживания влаги и адсорбции твердыми адсорбентами (алюмогель, силикагель КСМ, цеолит КА-3М). Вымораживание влаги проводят в осушителях-вымораживателях, адсорбцию — в адсорберах. И те и другие аппараты, устанавливаемые парами, работают попеременно — один аппарат работает, а другой регенерируется, т. е. освобождается от накопленных влаги и масла.

Из двух методов наиболее эффективным является адсорбционный. Адсорбционный метод осушки CO_2 позволяет осушить CO_2 до температуры точки росы, равной —55÷—70°С. Адсорбенты не только сушат, но и очищают CO_2 от масла, которое затем сгорает при регенерации адсорбента. Однако получающиеся при этом смолы, накапливаясь в адсорбенте, постепенно снижают его влагоемкость и вызывают необходимость заменять его 1—2 раза в год.

В качестве адсорбентов применяют актив-

Таблица IV—14

Характеристика промежуточных холодильников и конденсаторов

Аппарат	Марка	Площадь поверхности теплообмена, м²	Масса, кг	Габаритные размеры, мм	Коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К)
Компрессор 2УП					
Промежуточный холодильник					
I ступень	Т4	1,50	145	640×1490	85—170
II ступень	Т1А	1,60	185	1160×1512	85—170
III ступень	Т2	0,98	71	1465×1400	85—170
Конденсатор	КУ-1	2,30	187	1020×3300	—
Компрессор 2УАП					
Промежуточный холодильник					
I ступень	Т1А	1,60	185	1160×1512	—
II ступень	Т4	1,80	145	640×1490	—
Конденсатор CO_2 — испаритель NH_3	КИ	9,0	635	425×2000	—

Таблица IV—15

Характеристика масловлагоотделителей

Компрессор	Марка масловлагоотделителя	Объем, м³	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
2УП				
I ступень	32У-В-1	0,085	325×1520	102
II ступень	32У-В-1	0,085	325×1520	102
III ступень	80-УВ	0,032	219×1340	65
2УАП				
I ступень	УВ4	0,032	210×1440	73
II ступень	УВ4	0,032	210×1440	73

ный оксид алюминия, силикагель КСМ, цеолит КА-3М.

Осушающая способность силикагеля в атмосфере CO_2 резко снижается с 20 до 5% при повышении температуры с 15—20 до 40—50°С (и не зависит от давления газа). Поэтому силикагель правильнее всего применять в каскадных циклах, где CO_2 перед поступлением в адсорбер можно охладить до необходимо низкой температуры без опасности вызвать конденсацию CO_2.

Влагоемкость активного оксида алюминия и цеолита КА-3М не зависит от температуры и давления и составляет для активного оксида алюминия 1,5—2% от массы адсорбента, а для цеолита КА-3М в первые 3—4 мес работы—10—12%. В дальнейшем влагоемкость снижается до 6—7% и постепенно стабилизируется.

Регенерация адсорбентов осуществляется пропусканием через них нагретого CO_2. При регенерации силикагеля КСМ или активной окиси алюминия регенерирующий газ нагревают до 180—200°С, при регенерации цеолита КА-3М — до 350—400°С.

В производственных условиях регенерацию адсорбента считают законченной, если регенерирующий газ, выходящий из аппарата, в который заложен адсорбент, имеет температуру при регенерации силикагеля КСМ и активного оксида алюминия 80—90°С, цеолита КА-3М—130—150°С.

В качестве конденсатора в установках 3УГМ применялись конденсаторы К-27 погружного типа. Площадь теплопередающей поверхности конденсатора 27 м², масса 1160 кг. В установках 3УГМ, а также в установках 4УГ и 5УГ применяются также горизонтальные противоточные двухтрубные конденсаторы. В таких конденсаторах CO_2 движется сверху вниз в трубах, вода — снизу вверх.

Установка УВЖС комплектуется конденсатором КУ-1 (рис. IV—11), который состоит из нескольких батарей, соединенных коллекторами. В каждой батарее десять вертикальных элементов, состоящих из двух коаксиально расположенных труб. Диаметр внутренней трубы 25×2,5 мм, наружной — 38×2,5 мм. Конденсация происходит на наружной поверхности внутренней трубы. Снизу вверх по трубам движется вода. Площадь теплообменной поверхности одной батареи конденсатора 2,3 м², масса батареи 187 кг. В результате того что

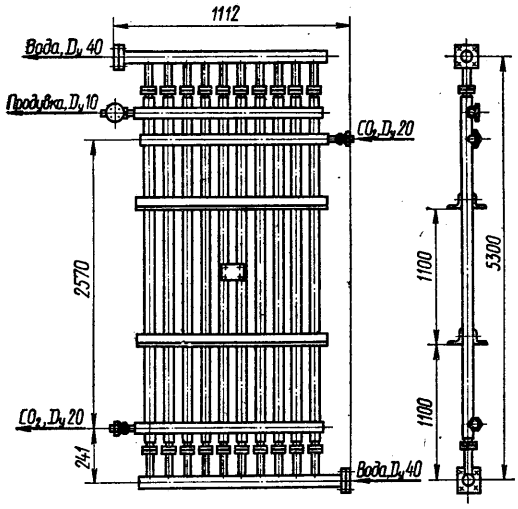


Рис. IV—11. Конденсатор КУ-1

Таблица IV—16

Техническая характеристика промежуточных сосудов

Показатели	Промежуточные сосуды	
	Первый (УСП1)	Второй (УСП2)
Рабочее давление, кПа	2500—3000	800—1000
Объем, м³	0,29	0,43
Габаритные размеры (диаметр × длина), мм	426×2610	426×3300
Масса, кг	250	360
Количество в установках, шт.		
УВЖС	1	1
УЖС	—	1
УЖС-5,4	—	2

подача воды осуществляется сразу во все трубы конденсатора и скорость движения воды в трубах конденсатора не выше 0,1 м/с, коэффициент теплопередачи конденсатора КУ-1 не превышает 100 Вт/м².

В каскадной установке УЖС в качестве конденсатора CO_2 — испарителя NH_3 использован горизонтальный кожухотрубный теплообменник. Конденсация CO_2 осуществляется в межтрубном пространстве, кипение аммиака — в трубном. Теплопередающая поверхность аппарата 9 м², масса 635 кг. Конденсаторы всех типов изготовляют из коррозиестойкой стали, поскольку влажный газообразный CO_2 вызывает коррозию металла.

Снижение давления и температуры жидкого CO_2 после конденсации до давления и температуры, при которых получают низкотемпературный CO_2 или сухой лед, осуществляют дросселированием (изоэнтальпным процессом изменения состояния) в регулирующем вентиле. Регулирующие вентили применяют с ручным или полуавтоматическим управлением.

После дросселирования в промежуточных сосудах осуществляют отделение жидкого CO_2 от пара. Пар возвращают в компрессор для сжатия, а жидкость направляют снова на дросселирование или на производство сухого льда.

Техническая характеристика промежуточных сосудов, входящих в установки УВЖС, УЖС, УЖС-5,4, показана в табл. IV—16.

Получение сухого льда осуществляется в льдогенераторе или прессе.

Льдогенератор (рис. IV—12) состоит из внутреннего сосуда квадратного сечения. Внутренний сосуд соединен с наружными отверстиями (диафрагмами), расположенными в нижней части сосуда. Диафрагмы закрываются клапанами дросселирующих вентилей, маховики которых выведены наружу через кольцевое пространство между внутренними и наружным сосудами (газовая рубашка). В верхней крышке внутреннего сосуда имеется два штуцера, один из которых соединен с газовой, а другой — с жидкостной частью второго промежуточного сосуда. Наружный сосуд в верхней части имеет штуцер для подключения льдогенератора к всасывающей стороне I ступени компрессора. Снизу льдогенератор имеет днокрышку для выемки готовых блоков сухого льда. Для контролирования давления во внутренней полости и газовой рубашке льдогенератор снабжен двумя манометрами.

В льдогенераторах СЛФ, которыми комплектуют установку УЖС, УВЖС и УЖС-5,4, получают блоки массой 39—44 кг в зависимости от давления во втором промежуточном сосуде. Размеры блока: сечение вверху 190×190 мм, внизу 210×210 мм, высота 850 мм. Продолжительность образования одного блока 50—90 мин в зависимости от производительности компрессора, отсасывающего CO_2 из рубашки льдогенератора.

Более плотный сухой лед получают в прессах. Жидкий CO_2 из промежуточного сосуда поступает во второй регулирующий вентиль, расположенный непосредственно на камере пресса, и дросселируется до 600—700 кПа. Парожидкостная эмульсия заполняет камеру пресса. Пар, получившийся при дросселировании, отсасывается сначала дополнительным

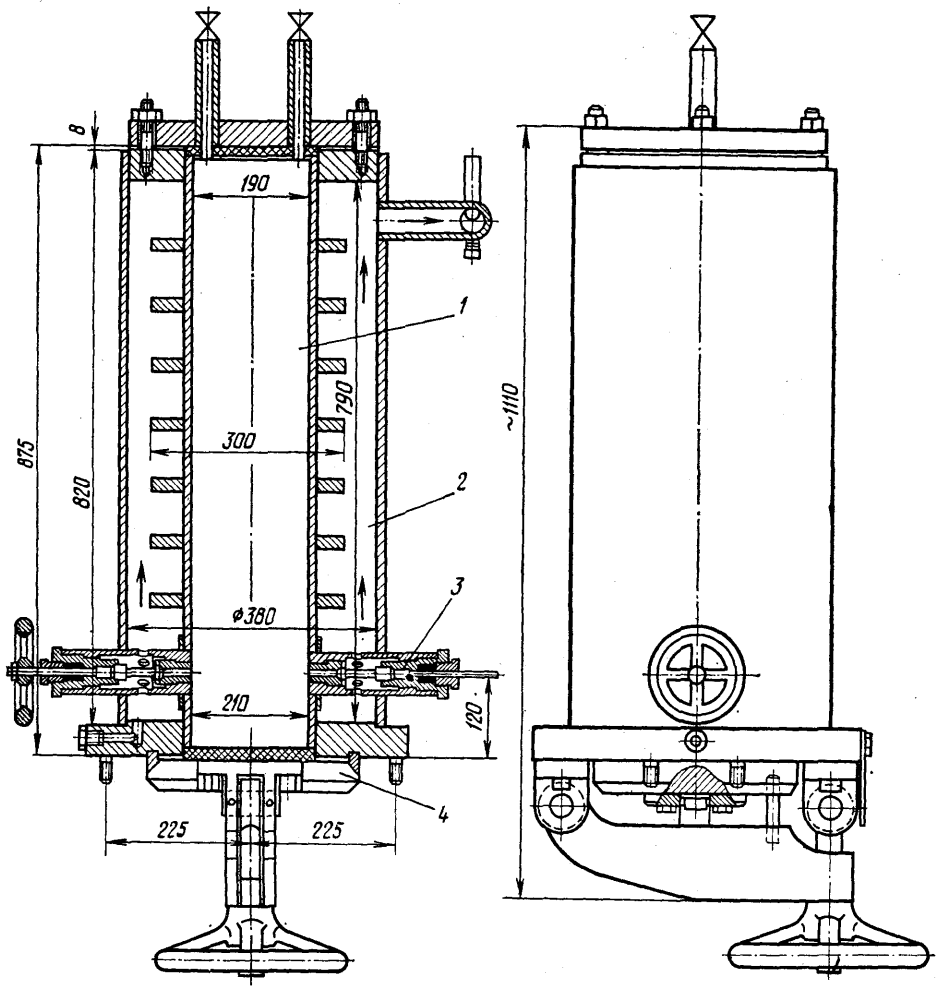


Рис. IV—12. Льдогенератор:
1 — внутренний сосуд; *2* — наружный сосуд; *3* — дросселирующий вентиль; *4* — крышка

компрессором, а после снижения давления до 250 кПа — основным. В камере остается снегообразный CO_2, который прессуется в блоки поршнем пресса.

Пресс имеет две камеры и работает циклично. В то время как в полости камеры № 1 происходят прессование снега и освобождение камеры от блока, в полости второй камеры накапливается снегообразный CO_2.

Некоторые предприятия оснащены прессами марки ПО-86 производительностью 1600 кг сухого льда в час. Пресс формирует блоки сухого льда размером 500×500×250 мм, массой 100 кг или (при оборудовании камеры внутренней крестовиной для формовки) четыре блока массой по 25 кг каждый.

ПРОИЗВОДСТВО ЖИДКОГО ДИОКСИДА УГЛЕРОДА

Диоксид углерода выпускают в соответствии с требованиями стандарта к его качеству в трех видах:

газообразный CO_2;

жидкий CO_2, имеющий плюсовую температуру (от 0 до 31°С) и соответствующее высокое давление (от 3482 кПа до критического);

его называют жидким диоксидом углерода высокого давления;

жидкий CO_2, имеющий минусовую температуру (от 0 до —56,5°С) и соответствующее низкое давление (от 3482 кПа до тройной точки); его называют низкотемпературным.

Жидкий CO_2 высокого давления может быть получен несколькими способами: из чистого газообразного CO_2 путем сжатия газа до давления конденсации, охлаждения и конденсации его водой (рис. IV—13, *а*); из газовой смеси, содержащей CO_2 в количестве 75—95%, путем сжатия, охлаждения и конденсации в конденсаторе CO_2 — испарителе служебной холодильной машины; из низкотемпературного жидкого CO_2 путем заполнения насосом баллонов с подогревом жидкости. Наиболее широко распространены установки, работающие по первой схеме. Для ее осуществления необходимо иметь воду, температура которой не выше 20—23°С, т. е. хотя бы на 11—8°С ниже критической температуры CO_2. Для процесса получения жидкого CO_2 высокого давления, параметры которого приведены на рис. IV—13, *а*, теоретический расход электроэнергии на получение 1 кг жидкого CO_2 высокого давления составляет 120 кВт·ч/т. Схема производства жидкого CO_2 высокого давления из газовой смеси, содержащей CO_2, аналогична каскадной схеме получения сухого льда и обычно называется каскадной.

Одна из производственных установок, работающих по каскадному циклу на экспанзерных газах с содержанием CO_2 82—90% по объему, характеризуется следующими расходными показателями: расход экспанзерных газов (при нормальных условиях) 0,8 м³/кг; электроэнергии 300 кВт·ч/т; воды 173 м³/т.

Получение низкотемпературного жидкого CO_2 легко осуществляется на установках, производящих жидкий CO_2 высокого давления или сухой лед и дооснащенных дополнительным оборудованием, а также на установках, специально предназначенных для производства низкотемпературного жидкого CO_2. В качестве дополнительного оборудования используют компрессор для отсасывания и сжатия газо-

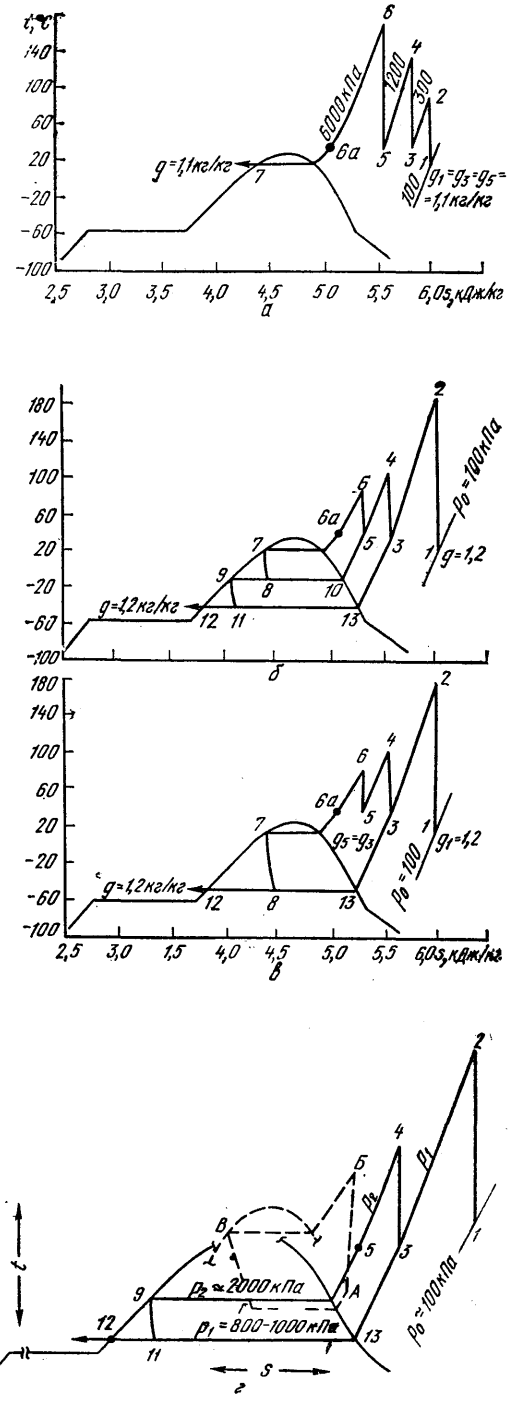


Рис. IV—13. *s*—*t* — диаграмма процесса производства:

а — жидкого CO_2 высокого давления из чистого газообразного CO_2, *б* — жидкого CO_2 низкотемпературного из жидкого CO_2 высокого давления при двухступенчатом дросселировании; *в* — то же, при одноступенчатом дросселировании; *г* — то же, по каскадной схеме (*А—Б—В—Г* — цикл служебной холодильной установки): *1—2, 3—4, 5—6* — сжатие CO_2 в I, II и III ступенях компрессора; *2—3, 4—5, 6—6а* — охлаждение сжатого CO_2; *6а—7* — конденсация CO_2 в водяном конденсаторе; *5—9* — в конденсаторе-испарителе; *7—8, 9—11* — дросселирование жидкого CO_2; *7* — состояние жидкого CO_2 высокого давления; *12* — состояние низкотемпературного CO_2

образного CO_2, получающегося при дросселировании; конденсатор для сжижения этого CO_2 и возврата его; регулирующие вентили; промежуточные сосуды или накопительные емкости, предназначенные для разделения жидкой и газовой фаз CO_2 после дросселирования и создания запаса жидкого CO_2. Схема получения низкотемпературного жидкого CO_2 на установках для получения сухого льда идентична схеме получения сухого льда. Эти схемы различаются лишь разными нагрузками на ступени сжатия CO_2 в компрессоре, так как твердый CO_2 выводится из установки при атмосферном давлении, а низкотемпературный жидкий CO_2 — при давлениях выше тройной точки.

Из жидкого CO_2 высокого давления низкотемпературный жидкий CO_2 получается одно- или двухступенчатым дросселированием с давления конденсации до давления в изотермических емкостях (рис. IV—13, *б* и *в*). Получающийся при дросселировании газообразный CO_2 возвращается на производство жидкого CO_2 высокого давления или сухого льда для повторной конденсации. На установке, специально предназначенной для производства низкотемпературного жидкого CO_2, CO_2 получают с применением каскадных схем. Цикл получения жидкого низкотемпературного CO_2 — двухступенчатый, цикл служебной холодильной установки одноступенчатый (рис. IV—13, г).

ХРАНЕНИЕ И ТРАНСПОРТИРОВКА CO_2

Сухой лед. После изготовления сухой лед хранится в стационарных заглубленных льдохранилищах шахтного типа. Вместимость хранилища обычно равна 1—2 суточной производительности завода (цеха) по сухому льду. Фактические потери сухого льда в льдохранилищах, составляющие 4—6% в сутки, зависят от условий реализации, загрузки льдохранилищ, состояния их изоляции и т. д. Для транспортировки сухого льда к потребителю используют изотермические контейнеры и холодильный транспорт. Техническая характеристика контейнеров дана в табл. IV—17 [8]. В качестве изоляции в контейнерах использованы плиты из пенополистирола ПСБ толщиной 100—200 мм.

Таблица IV—17

Характеристика контейнеров для сухого льда

Показатели	Контейнеры вместимостью, кг			
	120	500	1000	1700
Габаритные размеры, м	0,96×0,63×1,18	1,30×1,05×1,53	1,30×1,06×1,73	2,10×1,32×1,90
Масса, кг	80	290	350	800
Отношение массы тары к массе сухого льда, %	66,5	58,0	35,0	46,8
Общий средний коэффициент теплопередачи контейнера, Вт/(м² · К)	0,3	0,21	0,31	0,22
Среднесуточные потери сухого льда, % по массе				
без упаковки	11,0	4,2	3,7	2,8
с упаковкой каждого блока в крафт-бумагу	8,0	3,9	—	—

Абсолютная величина потерь сухого льда (рис. IV—14) тем больше, чем меньше вместимость контейнера и плотность сухого льда. Для транспортировки сухого льда используют также изотермические автокузова и авторефрижераторы и специальные изотермические железнодорожные вагоны.

Иногда сухой лед на короткие расстояния перевозят в открытых грузовых машинах. При этом его укрывают брезентом или крафт-бума-

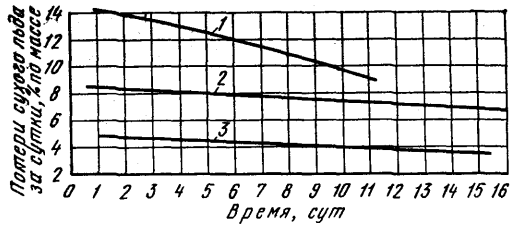


Рис. IV—14. Зависимость потерь сухого льда от продолжительности хранения:

1 — контейнер вместимостью 120 кг загружен сухим льдом, полученным в льдогенераторах; *2* — то же, сухим льдом, полученным в прессах; *3* — контейнер вместимостью 500 кг загружен сухим льдом, полученным в льдогенераторах

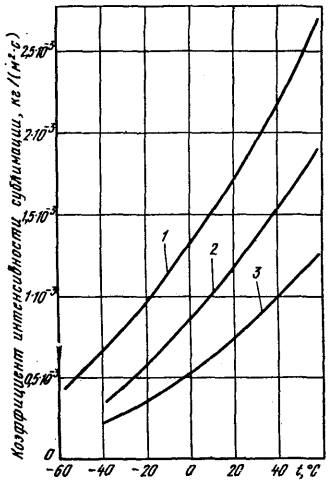


Рис. IV—15. Зависимость коэффициента интенсивности сублимации сухого льда в условиях свободной конвекции от температуры окружающей среды:

1 — в воздухе без упаковки; *2* — в CO_2 без упаковки; *3* — в CO_2 с упаковкой в крафт-бумагу

гой. Потери сухого льда в этом случае составляют 18—20% в сутки. Потери массы сухого льда при его хранении и транспортировке значительно уменьшаются при отсутствии воздуха в атмосфере, окружающей сухой лед, и при упаковке сухого льда несколькими слоями бумаги. При этом значительно снижается коэффициент интенсивности сублимации J_c [кг/(м²·ч)], который характеризует потерю сухого льда ($\Delta G_{CO_2(с.л)}$, кг) в результате его сублимации с единицы поверхности ($F_{с.л}$, м²) в единицу времени ($\Delta\tau$, с): $J_c = \Delta G_{CO_2(с.л)}/F_{с.л}\Delta\tau$) (рис. IV—15) [18].

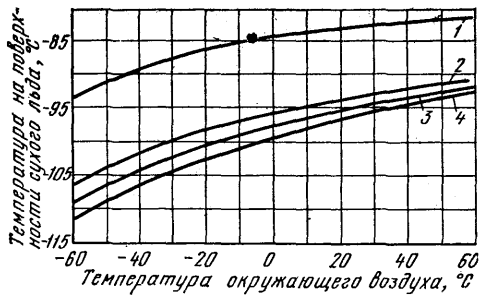


Рис. IV—16. Зависимость температуры поверхности сублимирующего сухого льда от температуры и скорости движения окружающего воздуха:

1 — w=0 м/с; *2* — w=0,5 м/с; *3* — w=4,5 м/с; *4* — w=5,8 м/с

Потери сухого льда пропорциональны площади его поверхности, т. е. чем плотнее сухой лед, тем меньше его потери.

Температура сублимации сухого льда в воздухе понижается с понижением температуры и увеличением скорости движения воздуха (кривые на рис. IV—16), соответственно растут потери сухого льда. При скорости около 0,5 м/с температура сублимации снижается на 30—40%.

Для определения продолжительности сублимации блока сухого льда пользуются следующими зависимостями коэффициента интенсивности сублимации J_c (в кг/м²·с) от температуры сублимации сухого льда $T_{CO_2(с.л)}$:

сублимация сухого льда в воздух

$$J_c = 8{,}723 \cdot 10^{-11}T^3 - 4{,}278 \cdot 10^{-4};$$

сублимация сухого льда в CO_2

$$J_c = 6{,}749 \cdot 10^{-11}T^3 - 5{,}082 \cdot 10^{-4};$$

сублимация сухого льда, упакованного в три слоя оберточной бумаги, в CO_2

$$J_c = 4{,}307 \cdot 10^{-11}T^3 - 3{,}169 \cdot 10^{-4}.$$

Формулы справедливы для условий свободной конвекции окружающей среды и конвективно-радиационного теплопровода.

Коэффициент теплоотдачи при сублимации сухого льда в условиях конвективного теплообмена можно определить по формуле для теплообмена, не осложненного массообменом и фазовым превращением, и принять на 10—15% ниже рассчитанного.

При расчете хранилищ или контейнеров для определения коэффициентов теплообмена и массообмена при сублимации блоков сухого льда пользуются следующими критериальными зависимостями:

для блоков массой более 1 кг:

$$Nu = 0,121Gr^{0,33}Gu^{0,09};$$

$$Nu_D = 0,031Gr^{0,33}Gu^{0,41} \text{ при } Gr > 10^7;$$

для блоков массой менее 1 кг:

$$Nu = 0,5Gr^{0,25}Gu^{0,12};$$

$$Nu_D = 0,11Gr^{0,25}Gu^{0,33} \text{ при } 10^2 < Gr < 10^7;$$

для сублимации в потоке движущего воздуха в интервале $520 < Re < 10250$:

$$Nu = 0,68Re^{0,5};$$

$$Nu_D = 0,32Re^{0,5}Gu^{-0,5}.$$

Здесь Nu, Gr, Gu, Re, Nu_D — критерии Нуссельта, Грасгофа, Гухмана, Рейнольдса, Нуссельта (диффузионный).

Газообразный CO_2. Для хранения газообразного CO_2 в небольших количествах применяют жесткие металлические или мягкие резинотканевые газгольдеры. Оба типа газгольдеров имеют переменные объемы. Вместимость жесткого газгольдера принимается равной 0,1—0,15 часовой производительности компрессора. Мягкие (резинотканевые газгольдеры) вместимостью 50 и 125 м³ изготовляют горизонтального (ГО) и вертикального (ГВ) типов для хранения газа под давлением не более 500 Па. Морозостойкость газгольдеров не ниже —25°С, теплостойкость не выше 50°С. В установках для производства CO_2 из топлива газгольдеры не используют, так как давление газа после газовой части бывает выше допустимого для жестких и мягких газгольдеров.

Газообразный диоксид углерода транспортируют по трубопроводам, которые наиболее эффективны при расположении завода-потребителя CO_2 вблизи от завода-изготовителя. Для транспортировки CO_2 по трубопроводу на короткие расстояния газ сжимают до 700—600 кПа.

Жидкий диоксид углерода. Жидкий диоксид углерода высокого давления хранят и транспортируют в сосудах высокого давления, к которым относят стальные баллоны вместимостью до 55 л (ГОСТ 949—73), баллончики для бытовых сифонов (ГОСТ 19136—80) и другие сосуды, в том числе двухгорловые баллоны вместимостью 400 л (ГОСТ 9731—79) и цистерны высокого давления. Баллоны следует заполнять жидким CO_2, руководствуясь приведенными в табл. IV—18 значениями коэффициента заполнения, рассчитанными на условия их эксплуатации при 60°С.

Баллончики бытовых сифонов предназначены для хранения и транспортирования жидкого диоксида углерода при p=9800 кПа, $t \leqslant 40$°С и коэффициенте заполнения 0,55 кг/л.

Таблица IV—18

Зависимость коэффициента наполнения баллона от его рабочего давления

Рабочее давление баллона, кПа (кгс/см²)	Максимально допустимый коэффициент заполнения баллонов, кг/л	Максимальное количество CO_2 в баллоне вместимостью 40 л, кг
19600 (200)	0,724	29,0
14700 (150)	0,60	24,0
12250 (125)	0,473	18,8
9800 (100)	0,29	11,6

Двухгорловые баллоны используют в качестве стапельных баллонов (ресиверов), устанавливаемых после конденсаторов.

Жидкий низкотемпературный диоксид углерода хранят и транспортируют в изотермических цистернах (накопительных и транспортных) для кратковременного и неограниченного срока хранения. Транспортные цистерны монтируют, как правило, непосредственно на транспортных средствах (грузовых автомобилях, автоприцепах, железнодорожных платформах). Выпускают изотермические цистерны и съемного типа, вследствие чего их можно использовать как для хранения, так и для транспортировки жидкого низкотемпературного CO_2. Промышленность серийно выпускает стационарные изотермические цистерны типа НЖУ и транспортные типа ЦЖУ. Используются цистерны типа У2Р конструкции ХКБ НПОПБа. Транспортную цистерну, как правило, заполняют жидким CO_2, поступающим самотеком из накопительной цистерны, располагаемой над ней на специальной площадке. При расположении цистерн на одном уровне используют установку УПЖУ, представляющую собой ротационную газодувку, помещенную в герметичный корпус (кессон), с электроприводом.

ПРИМЕНЕНИЕ СУХОГО ЛЬДА

Хранение, транспортировка и реализация мороженого. Для хранения, транспортировки и реализации мороженого в торговых пунктах, не оборудованных стационарными холодильными установками, используется около 60% производимого сухого льда. При реализации мороженого через киоски и палатки, не оснащенные холодильными установками, потери сухого льда слагаются из двух статей: потери при транспортировке мороженого на оптовые базы

и хранении в них; потери при реализации мороженого, непосредственно в торговой точке. Величина этих потерь зависит от конкретных условий транспортировки и реализации мороженого и температуры окружающего воздуха. Мороженое транспортируют, как правило, в авторефрижераторах, изотермических автокузовах, рефрижераторных железнодорожных вагонах. Расход сухого льда на реализацию мороженого через киоски и палатки составляет примерно 14—20% массы мороженого, в том числе на транспортировку и хранение на оптовых базах 7—10% и на реализацию непосредственно в торговой точке также 7—10%.

Сухой лед загружают в транспортные средства вместе с мороженым. Количество сухого льда ($\Sigma G_{с.л}$), необходимое для хранения мороженого в течение всего периода его транспортировки или реализации (τ), может быть определено расчетным путем по следующей формуле:

$$\Sigma G_{с.л} = G_{с.л}\tau,$$

где $G_{с.л} = \Sigma Q/\Delta i$ — расход сухого льда, кг/с; $\Sigma Q = \Sigma F k \Delta t$ — суммарные теплопритоки из окружающего воздуха внутрь транспортного средства к мороженому, Вт; F — общая площадь теплопередающей поверхности ограждений транспортного средства (стены, пол, потолок), м²; k — коэффициент теплопередачи ограждений транспортного средства, величина которого зависит от толщины и свойств примененной теплоизоляции ограждений, Вт/м²·К); $k \simeq 0{,}4 \div 0{,}35$ Вт/(м²·К);

$\Delta t = t_в - t_м$ — разность между температурами окружающего воздуха ($t_в$) и температурой внутри транспортного средства, равной температуре мороженого ($t_м = -12$°С); $\Delta i = i''' - i_{с.л}$) — теплота сублимации сухого льда и нагрева газа до —12°С, кДж/кг ($\Delta i = 628$ кДж/кг).

Продолжительность всего периода $\tau_{субл}$ (в с) хранения мороженого (периода сублимации сухого льда) определяют из выражения

$$\tau_{субл} = \Sigma G_{с.л}/J_с f n,$$

где $J_с$ — коэффициент интенсивности сублимации, кг/(м²·с); находят по графику на рис. IV—15 при температуре, равной температуре мороженого; f — площадь поверхности теплообмена одного куска сухого льда выбранной формы, м². При определении поверхности одного куска сухого льда учитывается уменьшение массы куска и его поверхности вследствие непрерывной сублимации от максимальной до нуля. Поэтому принимается $f = 0{,}5\, f_{max}$. Фактически кусок сухого льда может сублимировать значительно быстрее, если периодически открывают и закрывают двери в транспортное средство; n — число кусков сухого льда выбранной формы.

Охлаждение, транспортировка и замораживание пищевых продуктов. Диоксид углерода в виде блоков, мелкофасованный или снегообразный применяют в качестве холодильного агента при транспортировке охлажденных и замороженных мясных, молочных и других пищевых продуктов.

При транспортировке охлажденных пищевых продуктов сухой лед располагают на определенном расстоянии от продуктов, чтобы не вызвать их подмораживания или замораживания; для замороженных продуктов допустим непосредственный контакт сухого льда с пищевыми продуктами.

Сухой лед чаще всего укладывают над грузом в бункера, расположенные под потолком по всей длине контейнера или вагона. Бункера с сухим льдом либо подвешивают под крышку контейнера или железнодорожного вагона, либо встраивают в нее. В некоторых случаях сухой лед укладывают в картонные коробки, которые также подвешивают под потолком вагона.

Регулирование температуры воздуха в камере и более равномерное ее распределение осуществляется путем принудительной циркуляции воздуха вентиляторами. Для более точного соблюдения температуры в транспортном объеме применяют системы охлаждения сухим льдом воздуха, который в свою очередь охлаждает холодильный агент, циркулирующий в камере по замкнутому контуру, или системы охлаждения сухим льдом непосредственно холодильного агента, циркулирующего в охлаждаемой камере под действием силы тяжести.

В некоторых случаях применяют предварительное охлаждение автокузовов или контейнеров перед загрузкой в них замороженного продукта с помощью струи смеси пара и снегообразного диоксида углерода (метод «стрельбы» снегообразным CO_2). Смесь получается при дросселировании жидкого CO_2, подаваемого из рядом расположенной емкости с жидким CO_2. При подаче CO_2 в количестве 10 кг в минуту автокузов охлаждается в течение 2—3 мин. Метод «стрельбы» снегообразным CO_2 применяют как для предварительного охлаждения автокузовов и контейнеров перед загрузкой продуктами, так и для охлаждения после загрузки во время перевозок продуктов в низкотемпературном режиме.

Диоксид углерода применяют для контактного замораживания любых пищевых продуктов. Наиболее часто его используют для быстрого замораживания продуктов небольшой величины и размеров (ломтики мяса, куски гуляша, горошек, земляника, продукты моря, мелкие хлебобулочные изделия). Применение диоксида углерода способствует сохранению

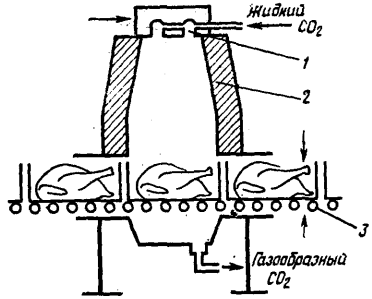


Рис. IV—17. Снегогенератор:
1 — дроссельное устройство; *2* — колпак; *3* — транспортер

нативных свойств пищевых продуктов и повышению их стойкости при хранении, так как диоксид углерода подавляет действие микроорганизмов.

Для быстрого замораживания пищевых продуктов используют традиционные морозильные аппараты. К герметичности таких аппаратов, а также их загрузочного и разгрузочного устройств предъявляют повышенные требования. Морозильный аппарат любой конструкции можно использовать для работы на CO_2 без конструктивных изменений. Холодильную установку заменяют системой снабжения аппарата диоксидом углерода. Эта система состоит из емкости для хранения жидкого CO_2, трубопроводов подачи жидкого CO_2 к аппарату, устройств для преобразования жидкого CO_2 в твердое состояние и подачи его в камеру, приборов контроля и регулирования режима работы аппарата. Кроме обычных морозильных аппаратов большой производительности применяют малогабаритные аппараты — снегогенераторы, легко встраиваемые в технологические линии обработки пищевых продуктов (рис. IV—17).

Применение сухого льда в различных областях техники. Сухой лед применяют для получения из него газообразного CO_2 высокой чистоты, необходимого при выполнении сварки особо ответственных деталей. Получающийся при газификации сухого льда газ применяют для сварки паровых и газовых турбин, сосудов из металла большой толщины, работающих под давлением, и др. Кроме того, этот метод получения чистого CO_2 используют для проведения прецизионных экспериментальных работ. Газообразный CO_2, представляющий собой продукт газификации сухого льда, содержит CO_2 в количестве 99,95—99,98% по объему и H_2O 0,016 г/м[3].

Создано два типа газификаторов: на рабочее давление 6 МПа и вместимостью 30 кг сухого льда (рис. IV—18) и на рабочее давление

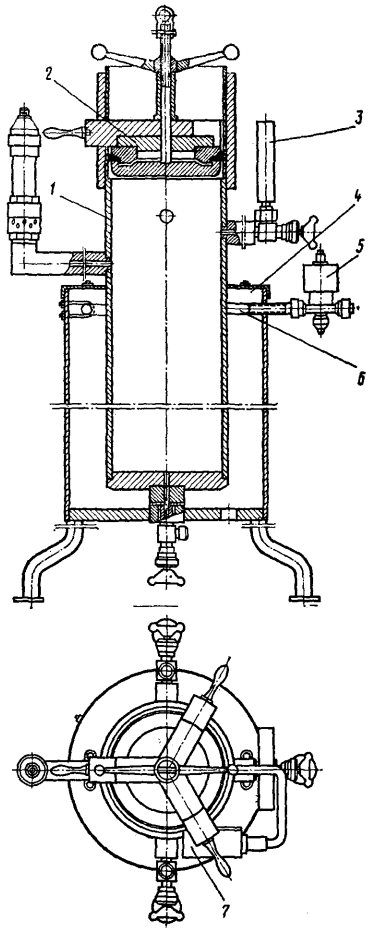


Рис. IV—18. Газификатор сухого льда высокого давления:
1 — корпус; *2* — крышка-затвор; *3* — предохранительный клапан; *4* — рубашка; *5* — соленоидный вентиль; *6* — оросительь; *7* — реле давления

1 МПа вместимостью 60 и 13 кг сухого льда.

Около 40% вырабатываемого в стране жидкого CO_2 используют для сварки металла в атмосфере газообразного CO_2. Сущность способа состоит в том, что воздух, отрицательно влияющий на качество швов, оттесняется струей CO_2 от зоны сварки, благодаря чему получают швы высокого качества. Сухой лед наряду с йодистым серебром, йодистым свинцом и некоторыми предельными углеводородами используют для искусственных воздействий на переохлажденные облака и туманы в целях получения дополнительных осадков, борьбы с градобитием, рассеивания переохлажденного

приземного тумана, предотвращения гроз и т. д. Диоксид углерода применяют для тушения пожаров. К местам загорания CO_2 подается из стационарных или транспортных емкостей с жидким CO_2 в виде струи смеси снега и газа, получающихся при преобразовании в дроссельных устройствах жидкого низкотемпературного CO_2. Жидкий CO_2 к дроссельным устройствам подается по трубопроводам из стационарных или транспортных изотермических цистерн или из баллонов, снабженных сифонными трубками.

Примерно половина всего вырабатываемого в стране жидкого CO_2 используется в виде газообразного CO_2 для газирования воды, искусственных и естественных минеральных вод, напитков и шампанского, насыщения свежеотжатых соков плодов и ягод, а также для хранения их под давлением. При газировании некоторых жидкостей оптимальные температуры насыщения диоксидом углерода следующие: воды — не выше 1—2°С, вина, водно-спиртовых смесей, натуральных плодово-ягодных соков — не выше 3°С. При этих температурах и атмосферном давлении CO_2 растворяется в количестве 1,5—1,7 нм^3 в 1 м^3 жидкости. При повышении давления и понижении температуры растворимость CO_2 увеличивается. Все питьевые минеральные воды для улучшения вкуса перед розливом дополнительно искусственно насыщают диоксидом углерода — до содержания его не ниже 3—5 г в 1 л воды.

Диоксид углерода используют в качестве защитной атмосферы при хранении плодовых соков и цитрусовых настоев. При хранении плодового сока, насыщенного диоксидом углерода давлением 700—1200 кПа, предотвращаются брожение и биологическая порча. При этом расход CO_2 1,5 кг на 100 л сока при t=15°С и p=700÷800 кПа. Вкус и запах насыщенного диоксидом углерода сока не изменяются в течение 1,5—2 лет, так как CO_2 подавляет жизнедеятельность микроорганизмов. Газообразный CO_2 применяют для хранения и транспортировки охлажденного мяса в атмосфере CO_2; сроки хранения охлажденного мяса в атмосфере, содержащей 10—20% CO_2, при температуре —1 ÷ —2°С возрастают в 1,5—3 раза по сравнению со сроками хранения в воздухе.

В машиностроении CO_2 применяют при производстве стального и чугунного литья на этапе сушки (твердения) стержней и литейных форм, необходимых при отливке деталей. Стержни и литейные формы, изготовленные из смеси песка с жидким стеклом, обдуваются газообразным CO_2. При этом в результате химических реакций между CO_2 и жидким стеклом образуется гель кремниевой кислоты, связывающий зерна песка в прочную твердую массу. Расход CO_2 1—2% массы литья.

Диоксид углерода применяют в сельском хозяйстве для повышения качества силоса. CO_2 вводится в силосуемую массу при закладке ее в траншеи, башни или другие устройства. Введение CO_2 в количестве 20—35 кг на 100 т зеленой массы в период ее закладки (после уплотнения массы) улучшает качество силоса и положительно влияет на кормление животных.

Использование диоксида углерода в процессах добычи нефти позволяет увеличить нефтеотдачу пластов на 8—16% и ускорить темпы разработки нефтяных месторождений в 1,5—2 раза.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

c_p — удельная изобарная теплоемкость, кДж/(кг·К);
c_v — удельная изохорная теплоемкость, кДж/(кг·К);
F, f — площадь поверхности, м^2;
G — производительность, массовый расход, кг/с;
$\Delta G_{CO_2, с. л}$ — потеря, расход сухого льда, кг;
Gr — число Грасгофа;
Gu — число Гухмана;
g — массовый расход, кг/с;
$J_с$ — коэффициент интенсивности сублимации, кг/(м^2·с);
i — удельная энтальпия, кДж/кг, ккал/кг;
K — коэффициент;
k — показатель адиабаты;
k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·К);
N — мощность, кВт;
n — выход сухого льда, кг/кг; число кусков сухого льда;
Nu — число Нуссельта (диффузионное);
p — давление, кПа, кгс/см^2;
Pr — число Прандтля;
ΣQ — суммарные теплопритоки, Вт, кВт;
R — газовая постоянная, кДж/(кг·К);
Re — число Рейнольдса;
r — теплота фазового перехода, кДж/кг;
s — удельная энтропия, кДж/(кг·К), ккал/(кг·К);
T — абсолютная температура, К;
t — температура, °С;
V — объемный расход, м^3/с;
v — удельный объем, м^3/кг;
w — скорость, м/с;
x — коэффициент парообразования;
α — термический коэффициент линейного расширения, 1/К;
β — термический коэффициент объемного расширения, 1/К;
η — КПД компрессора;
Δt — разность температур, К;
λ — теплопроводность, Вт/(м·К), кВт (м·К);
ν — кинематическая вязкость, м^2/с;

μ — динамическая вязкость, Па·с;
ζ, ($\zeta_в$) — массовая концентрация раствора (насыщенного) МЭА, %;
ρ — плотность, кг/м^3;
τ —время, с.

Индексы нижние

0 — тройная точка;
0t —при 0°С;
0, 1, 2, 3 — номера уровней давления в соответствии с рис. IV—6;
1, 3, 5 — номера точек цикла в соответствии с рис. IV—16;
1, 1′, 2, ..., 18 — номера точек цикла в соответствии с рис. IV—6;
а — адиабатный;
ау — адиабатный удельный;
в — воздух;
в.п — водяные пары;
д — найденный по диаграмме;
и — испарение в верхней ветви каскада;
к — конденсация;
к — кристалл;
кр — критический;
м — мороженое;
н.т.с — нормальная точка сублимации;
пл — плавление;
с.л — сухой лед;
субл — сублимация;
т — найденный по таблицам;
тв — твердая фаза;
ф — фактический;
CO_2 — относящийся к CO_2;
е — эффективный;
еу — эффективный удельный;
max — максимальный.

Индексы верхние

′ — жидкость в состоянии насыщения;
″ — пар в состоянии насыщения;
н — при нормальных условиях (p=101,3 кПа; t=20°С);
* — индексы точек в соответствии с рис. IV—6;
тв — твердая фаза.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Алтунин В. В.* Теплофизические свойства двуокиси углерода. — М.: Издательство стандартов, 1975.—551 с.

2. *Веремьев М. Н.* Железнодорожные цистерны для транспортировки жидкого углекислого газа. — Холодильная техника, 1975, № 5, с. 24—25.

3. *Габриэлянц М. А., Малютина Л. М.* Хранение и реализация охлажденного мяса. — Экономика, 1971, с. 31—32.

4. *Герасименко В. В.* Производство диоксида углерода на спиртовых заводах. — М.: Пищевая промышленность, 1980. — 272 с.

5. *Инструктивные* материалы по эксплуатации оборудования заводов (цехов) сухого льда и сжиженного углекислого газа. — М.: ВНИХИ, 1969. — 184 с.

6. *Константинова О. Н., Пименова Т. Ф.* Осушка углекислого газа. — Холодильная техника, 1973, № 10, с. 6—7.

7. *Кошкин Н. Н., Суетинов В. Я.* Получение сухого льда вымораживанием в турбодетендере газовой холодильной машины. — В сб.: Межвузовский сборник научных работ. ЛТИ им. Ленсовета, 1978, № 2, с. 50—57.

8. *Лукашова Ю. Д.* Контейнеры для сухого льда. — Холодильная техника, 1968, № 2, с. 26—28.

9. *Михайлов Ф. С.* Отопление и основы вентиляции. — М.: Стройиздат, 1972. — 32 с.

10. *Пименова Т. Ф.* Опыт применения моноэтаноламина в производстве сухого льда и сжиженного углекислого газа. — В сб.: Важнейшие работы в области холодильной техники и технологии. М.: ВНИХИ, 1970, с. 160—167.

11. *Пименова Т. Ф.* Производство и применение сухого льда, жидкого и газообразного диоксида углерода.— М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982.—208 с.

12. *Плачек Р.* Технические, технологические и экономические аспекты применения разных способов замораживания в промышленном производстве готовых блюд. — Холодильная техника, 1978, № 11, с. 54—57.

13. *Правила* техники безопасности на заводах сухого льда и жидкой углекислоты. — М.: ВНИХИ, 1973. — 111 с.

14. *Применение* двуокиси углерода в мясной и молочной промышленности. Сб. № 4. Холодильная промышленность и транспорт.— М.: ЦНИИТЭИмясомолпром, 1975, с. 24.

15. *Рекомендации* по регламенту технологического процесса производства сухого льда и сжиженного углекислого газа для цехов, работающих на базе специального сжигания топлива. — М.: ВНИХИ, 1970. — 59 с.

16. *Тезиков А. Д.* Производство и применение сухого льда. —М.: Госторгиздат, 1960. — 129 с.

17. *Титов В. Б.* Исследование процесса вымораживания двуокиси углерода из дымовых газов. — Холодильная техника, 1976, № 10, с. 22—26.

18. *Федотов Е. Л.* Скорость сублимации сухого льда. — Холодильная техника, 1970, № 1, с. 37—39.

ГЛАВА V

ПРОИЗВОДСТВО И ПРИМЕНЕНИЕ ВОДНОГО ЛЬДА

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Водный лед позволяет эффективно аккумулировать при температуре ниже 0°С как естественный, так и искусственный холод. При охлаждении водным льдом достигаются температуры около 0°С и ниже (в смесях с солями и в замороженных рассолах). Измельченный лед и льдоводяная смесь обеспечивают в качестве хладоносителей интенсивное охлаждение (и увлажнение) разнообразных объектов при постоянной температуре.

В Советском Союзе для нужд холодильного транспорта, пищевой и химической промышленности, сельского хозяйства и торговли ежегодно потребляется более 4 млн. т искусственного льда и около 15—20 млн. т естественного. Современное централизованное и автоматизированное производство льда, а также использование ледяных аккумуляторов холода и особенно изготовление льда на месте потребления перспективны для применения и в будущем.

ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА ВОДНОГО ЛЬДА

Вода и ее твердая фаза — лед имеют ряд существенных для льдотехники физических особенностей. В случае охлаждения воды при нормальном давлении 0,101 МПа от 4 до 0°С плотность ее $\rho_в$ падает с 1000 до 999,9 кг/м^3, а при превращении в лед с рыхлой тетраэдрической структурой дополнительно снижается до 916,8 кг/м^3. При кристаллизации (замерзании) воды в результате отвода теплоты r_0=334 кДж/кг теплоемкость $c_в$ изменяется от 4,23 до $c_л$=2,12 кДж/(кг·К), а теплопроводность λ — с 0,55 до 2,22 Вт/(м·К). Теплоемкость и теплопроводность льда связаны с температурой соотношениями: $c_л \simeq 2{,}12+0{,}008\,t$; $\lambda_л \simeq 2{,}22(1-0{,}0015\,t)$.

В соответствии с фазовой диаграммой для воды давление p в обычном диапазоне связано с температурой кристаллизации — плавления льда t зависимостью $dp/dt \simeq 12{,}7$ МПа/К. При высоких давлениях обычный лед может превращаться в более плотные, чем вода, модификации льда. Температура и теплота плавления льда связаны не только с давлением, но и с содержанием во льду примесей (например, водорастворимых солей). Удельная теплота плавления льда r при температуре t ниже 0°С (равная разности энтальпии до и после фазового превращения) может быть определена аналитически или по фазовой диаграмме для воды.

Холодопроизводительность q 1 кг замороженного рассола или соответствующей ему охлажденной двухкомпонентной льдосоляной смеси с массовой долей соли относительно смеси ξ и теплоемкостью $c_с$ может быть вычислена [7] по формуле $q=(1-\xi)\,(r_0+c_л t)+\xi(s_с-c_с t)$. При этом условно принимается, что лед плавится при 0°С, после чего температура такого рассола понижается до t°С. Величина q представлена как сумма удельных энтальпий льда и соли (относительно 0°С) и отрицательной теплоты $s_с$ растворения соли. При использовании соли NaCl [$s_с$=41,2 кДж/кг и $c_с$=0,86 кДж/(кг·К)] холодопроизводительность $q=(1-\xi)\,(334+2{,}12\,t)+\xi(41{,}2-0{,}86\,t)$.

Теплофизические характеристики обычных замороженных рассолов (водных растворов солей) и соответствующих им охлажденных льдосоляных смесей — эвтектиков приведены в табл. V—1.

Таблица V—1

Свойства эвтектиков KCl, NaCl и $CaCl_2$

Соль (в рассоле или в смеси)	Эвтектическая массовая доля соли (относительно рассола или смеси), %	Температура плавления (или замерзания), °С	Удельная теплота плавления (или замерзания), кДж/кг
Хлористый калий (KCl)	19,3	—11,1	298
Хлористый натрий (NaCl)	23,1	—21,2	236
Хлористый кальций ($CaCl_2$)	29,9	—54,9	159

Холодопроизводительность q в распространенном случае охлаждения льда и соли (NaCl) в составе льдосоляной смеси до конечной температуры t может быть определена [7] по формуле

$$q=(1-\xi)\,(r_0+c_в t)=(1-\xi)\,(334-4{,}23t).$$

При этом в случае отсутствия расчетной таблицы или криоскопической диаграммы [7] можно ориентировочно принимать $t \simeq -0{,}7\xi'$, где $\xi' \leqslant 30\%$ — массовая доля соли относительно льда.

Графические расчеты плавления льдосолянных смесей, замораживания рассолов и морской воды, а также плавления льда могут производиться по соответствующим фазовым диаграммам, в частности по диаграмме [24] для системы H_2O — NaCl.

Время τ намерзания и таяния льда определяется коэффициентом формы Ψ, разностью удельных энтальпий Δi, разностью температур Δt и термическим сопротивлением ΣR:

$$\tau = \psi\,(\Delta i/\Delta t)\,\Sigma R.$$

Продолжительность типичного процесса льдообразования при отводе теплоты через нарастающую пленку льда связана с задачей о распространении теплоты в среде с изменяющимся фазовым состоянием. Задачи, связанные с тепломассопереносом при льдообразовании, решаются посредством аналоговых гидравлических и электрических интеграторов и электронных вычислительных машин [26], а также расчетом по специальным критериальным уравнениям [21].

Для расчетов применима и универсальная формула [7] времени образования льда в водоемах и на льдобунтах, в льдоформах и зероторах, на плитах и в трубах, а также в тонких кольцевых слоях.

Из теплового баланса для расчетного сечения льда время замерзания соответствует уравнению

$$\tau = \rho_л\left(c_в t_в + r_0 - c_л\frac{t_х}{2}\right)\frac{f}{-t_х S}\left(\frac{1}{\alpha_х} + \right.$$
$$\left. + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{0{,}5\delta_л}{\lambda_л} + \frac{1}{\alpha_л}\right),$$

где $\rho_л$ — фактическая плотность льда (900—920 кг/м³); $t_в$ — температура воды; $t_х$ — средняя температура холодильного агента или хладоносителя; S — охлаждаемый периметр площади расчетного сечения f льда (коэффициент формы $\Psi = f/S$ учитывает конфигурацию, например, больших сечений, сужающихся льдоблоков); $\alpha_х$ — коэффициент теплоотдачи к холодильному агенту или хладоносителю; $\delta_{ст}$, $\lambda_{ст}$ — толщина и удельная теплопроводность стенки для льдообразования (не учитываются, например, в случае отсутствия снега на льду водоема); $\delta_л$ — минимальная толщина намораживания льда с одной стороны (в расчетном сечении); $\alpha_л$ — средний коэффициент теплоотдачи от воды к намерзающему льду, в основном обычно определяющийся не конвективной и радиационной теплоотдачей, а переносом теплоты с массой воды при льдообразовании; $\alpha_л = \rho_л r_0 W/\Delta t_{ср}$; здесь $\Delta t_{ср}$ — средняя разность температур смоченной поверхности льда (~ 0°C) и воды за пределом пограничного слоя; W — средняя линейная скорость льдообразования (рассчитывается методом последовательного приближения), м/с.

Хотя в среднем при обычном значении $\Delta t_{ср} < 1$°C коэффициент $\alpha_л > 10$ тыс. Вт/(м²·К), его следует учитывать (в частности, при расчете льдообразования в интенсивных скребковых льдогенераторах) при больших $\alpha_х$ и малых $\delta_{ст}/\lambda_{ст}$ и $0{,}5\,\delta_л/\lambda_л$.

При расчетах одностороннего намораживания ледяных пластин или пленок с толщиной $\delta_л$ следует принимать $f/S = \delta_л$. Двустороннее намораживание рассчитывают для половины толщины льда.

Для уточнения расчетов, в частности, в случае большого времени охлаждения при использовании теплой воды следует время охлаждения воды до температуры начала кристаллизации вычислять отдельно или вводить в формулу эмпирическую поправку. Коэффициент формы Ψ шаровых и близких к ним поверхностей следует принимать равным $V/f_т$ вместо f/S, где V — объем; $f_т$ — площадь теплопередающей поверхности.

В случае таяния льда в расплаве (воде) при естественной конвекции [22] при температуре $t_в > 10$°C $Nu = 0{,}45\,(GrPr)^{1/4}$ для ледяных цилиндров и $Nu = 0{,}54\,(GrPr)^{1/4}$ для шаров в диапазоне $10^3 < GrPr < 10^7$. Меньшие значения коэффициента $\alpha_т$ при таянии по сравнению с обычными при конвекции объясняются влиянием утолщения пограничного слоя за счет талой воды, а минимум $\alpha_т = 116$ Вт/(м²·К) при $t_в = 6$°C — влиянием изменения плотности воды на ее циркуляцию. При принудительном движении воды коэффициент теплоотдачи $\alpha_т$ ко льду, тающему в воде или рассоле NaCl, по опытам [27] с пластинами определяется уравнением $Nu = 0{,}0138\,(RePr)^{0{,}8}$, причем для рассола специально учитывают температуру льда. При коэффициенте формы Ψ в виде отношения объема льда к площади его поверхности V/f последнее уравнение становится универсальным.

При таянии льда в воздухе, в частности под открытым небом, кроме $\alpha_т$ для расплава учитывают, как и при льдообразовании, конвективный, фазовый и радиационный теплообмены с атмосферой, а также тепловое сопротивление пленки конденсата и талой воды.

По исследованиям таяния льда [7] в случае открытого северного торца льдобунта днем при слабом ветре (скорость движения воздуха < 1 м/с), относительной влажности воздуха φ около 80% и температуре t от 15 до 25°C эмпирический коэффициент теплоотдачи от воз-

духа ко льду составляет $\alpha_т = 16{,}3 + 0{,}23\ t$ [Вт/(м²·К)]. В случае же таяния льда в охлаждающих устройствах при $\varphi = 85\%$ и $\Delta t = 4 \div 16$°С получены следующие зависимости для коэффициентов теплоотдачи при естественной конвекции:

а) для вертикальной ледяной пластины (600×400 мм) коэффициент $\alpha_т = 6{,}3 + 0{,}41\ \Delta t$, что соответствует (без учета влаговыпадения и радиации) $Nu \simeq 0{,}15\ Gr^{1/3}$;

б) для льда в кусках диаметром до 100 мм (удельная площадь поверхности не менее 30 м²/м³) в обычном решетчатом льдокармане размерами 2000×1400×500 мм с расчетной площадью поверхности 9 м² коэффициент $\alpha_т = 13{,}7 + 0{,}26\ \Delta t$. При заполнении пустот между кусками льда поваренной солью NaCl (эвтектическая массовая доля $\xi = 0{,}231$) коэффициент $\alpha_т = 4{,}4 + 0{,}26\ \Delta t$.

При быстрых деформациях (раскалывание, разрушение взрывом и т. п.) лед ведет себя, как упругое хрупкое тело, при медленных (оседание сводов и т. п.) — как пластичное. По данным [7], прочность при сжатии намороженного мелкокристаллического матового льда с плотностью около 900 кг/м³ (0°С, скорость деформации 10 мм/мин) составляет примерно $\sigma = 1{,}5$ МПа. Твердость льда по шкале Мооса равна ~1,5, а по Бринеллю — ~0,035 МПа (для пуансона диаметром 30 мм и выдержки 1 с).

По производственным определениям [7], при температурах около 0°С примерный коэффициент статического трения стали по льду $\mu_0 = 0{,}35$, а кинетического $\mu_к = 0{,}035$. Соответствующий угол трения составляет для блочного льда около 25°. При низких температурах и сухом трении, когда лед не плавится, величина $\mu_к$ может достигать 0,3—0,4.

Примерзаемость льда к подложке зависит от его адгезии (способности к прилипанию). При температурах от —1 до —20°С сила отрыва примерзшего льда [3] от стали составляет примерно от 0,1 до 0,5 МПа. Скользкость и примерзаемость льда зависят от давления, температуры и структуры льда, характера его деформации и скорости процесса, материала контактирующего вещества, чистоты и шероховатости поверхностей.

При нормальном давлении $p = 0{,}101325$ МПа и температуре $t = 0$°С (273,15 К) лед имеет следующие физические свойства: плотность $\rho = 916{,}8$ кг/м³; удельная теплота плавления $r = 334$ кДж/кг; удельная теплоемкость $c = 2{,}12$ кДж/(кг·К); удельная теплопроводность $\lambda = 2{,}22$ Вт/(м·К), модуль Юнга $E = 9400$ МПа; модуль сдвига $G = 3400$ МПа; разрушающее напряжение при сжатии $\sigma = 1{,}2$ МПа; разрушающее напряжение при растяжении $\sigma = 0{,}5$ МПа; разрушающее напряжение при срезе $\sigma = 0{,}7$ МПа.

КЛИМАТИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ ЗАГОТОВКИ И ХРАНЕНИЯ ЕСТЕСТВЕННОГО ЛЬДА

Естественный холод природной среды применяется при разных температурах для теплоэнергетических и холодильных целей, в частности, он используется при охлаждении естественным льдом.

На территории СССР может быть выделена [7] холодная зона с морозными зимами, эффективно обеспечивающими непосредственное сезонное охлаждение, аккумуляцию холода в грунте и водоемах и получение необходимых запасов естественного льда как путем намораживания, так и из водоемов. Холодная зона (за исключением ряда приморских и горных мест) располагается северо-восточнее границы Ленинград — Волгоград — Талды-Курган. В ней не бывает частых длительных оттепелей. Постоянная температура грунта и грунтовых вод на глубине около 10 м составляет у границы зоны около 8—10°С. Изотермы среднегодовой температуры атмосферы 0°С и отчасти средней январской температуры —20°С тяготеют к линии Архангельск — Новосибирск — Чита и далее через Сахалин к югу Камчатки. Эта линия условно отграничивает около половины нашей страны (в основном с суровыми зимами и средней годовой температурой от 0 до —16°С). Эта область характеризуется преобладанием вечной (долговременной) мерзлоты грунта (постоянная температура его от 0 до —12°С) и коротким на Севере, но довольно теплым летом, вызывающим необходимость холодильного хранения продовольствия. Аккумуляция сезонного холода в грунте в значительной степени зависит от образования в нем льда.

Южнее границы Кишинев — Грозный — Фрунзе расположена теплая зона. Постоянная температура грунта и грунтовых вод вблизи указанной границы теплой зоны составляет около 12—14°С. При бесконтактном охлаждении грунтовой водой ее следует возвращать обратно в грунт.

Переходная (промежуточная) зона с умеренно холодными зимами расположена между теплой зоной с предельной границей льдозаготовок и холодной зоной. Переходная зона характеризуется частыми длительными оттепелями и поэтому практически не всегда обеспечивает возможность заготовки льда на лето в необходимом количестве, особенно в южных и западных районах.

Коэффициент использования естественного льда $\eta_л$, представляющий собой отношение массы используемого льда к массе заготовленного зимой, в типичном случае — например, большие ($V > 500$ м³) относительно плоские

льдобунты — может быть приближенно выражен уравнением $\eta_л = (\delta_н - \delta_т)/\delta_н$. Соответствующие потери льда равны 100 $(1-\eta_л)$ %. В формуле $\delta_н$ и $\delta_т$ — сезонные толщины намороженного и растаявшего в бунте льда.

При расчетах $\delta_н$ и $\delta_т$ пользуются, как это принято в метеорологии, понятием градусо-месяцев (или градусо-суток), которое представляет собой сумму абсолютных значений сезонных среднемесячных (или среднесуточных) положительных или отрицательных температур воздуха. Эта величина численно равна произведению средней из среднемесячных (или средней из среднесуточных) температур на число месяцев (суток).

Толщина намороженного льда $\delta_н = 0{,}86 k_н \Sigma[\theta_м]$, толщина растаявшего льда $\delta_т = 0{,}86 k_т \Sigma\theta_б$, где $k_н$ и $k_т$ — соответственно коэффициенты теплопередачи при намораживании и таянии льда; в среднем $k_н = 17{,}5$ Вт/(м²·К), а при хранении льда в бунте $k_т = 0{,}7$ Вт/(м²·К); $\Sigma[\theta_м]$ и $\Sigma\theta_б$ — соответственно морозные и безморозные градусо-месяцы. Потери льда в малых льдобунтах могут превышать 50%. При неблагоприятных метеорологических прогнозах следует увеличивать как льдозаготовки, так и теплоизоляцию льдобунтов. Иногда целесообразно создание переходящих постоянных запасов льда.

ЗАГОТОВКА, ХРАНЕНИЕ И ПЕРЕРАБОТКА ЕСТЕСТВЕННОГО ЛЬДА

Для охлаждения используют снег, лед из водоемов и намороженный лед, а также получаемые путем механической переработки уплотненный снег, дробленый (крупно- и мелкокусковой) и гранулированный (снегообразный) лед.

Рыхлый снег (плотность его 50—100 кг/м³) обычно уплотняется до насыпной массы 400—600 кг/м³. Плотность льда из водоемов составляет 900—917 кг/м³, а намороженного льда — 890—900 кг/м³.

Заготовки льда проводят в соответствии с метеорологическими прогнозами и требованиями безопасности. На использование снега с данного участка, а также льда (из водоемов или намороженного) должно быть получено разрешение от местных санитарных органов. Необходимо соблюдение законов об охране земли и воды.

Снег собирать в бунт желательно в оттепель бульдозером с последующей трамбовкой его опорными гусеницами. Снежный бунт (или снежное укрытие) промораживают и укрывают простейшей теплоизоляцией (например, опилки) слоем не менее 50 см.

Водоемный лед после удаления с него снега в конце зимы выпиливают механическими пилами в виде блоков 50—200 кг. Ориентировочная сезонная толщина льда (в см) в водоеме при $\Sigma\theta_м$ морозных градусо-суток составляет $\delta = 2\sqrt{\Sigma[\theta_м]}$. Минимальная толщина водоемного льда (в см), необходимая для работы на нем машин с массой g т, обычно составляет $\delta = 10\sqrt{g}$.

В холодной зоне лед заготовляют путем послойного намораживания (толщина слоя до 0,5 см) в бунте на месте последующего хранения.

Толщина льда δ (в см), намораживаемого (в см) за сутки при температуре t°С и скорости ветра W (в м/с), практически составляет [7]:

$$\delta = (-t/3)[1 + (W/2)].$$

При распылении воды и частичном льдообразовании в воздухе намораживание льдобунта ускоряется более чем вдвое. Для придания льдобунту в процессе намораживания обычной формы усеченной пирамиды растекание воды иногда ограничивают небольшими бортами из насыпной теплоизоляции, которые после промораживания способствуют уменьшению таяния льда летом.

В табл. V—2 приведены типоразмеры обычных льдобунтов (в виде усеченной пирамиды с наклоном граней 45—60°), пригодных для хранения уплотненного снега и водоемного льда, а также для намораживания льда.

Таблица V—2

Типоразмеры льдобунтов

Объем льдобунта, м³	Длина, м	Ширина, м	Высота, м
100	8	6	2,8
250	15	8	2,6
500	18	12	2,7
1000	22	16	3,5

Площадь оснований и высоту льдобунтов подбирают с учетом зимних температур и скоростей ветра. Льдобунты (особенно большие) намораживают и без помощи бортов, при этом им обычно придают в сечении форму сегмента.

Для намораживания льдобунтов объемом 100—1000 м³ применяют брандспойты, а также съемные короткоструйные дождевальные установки сельскохозяйственного типа; для намораживания льдобунтов объемом 500 м³ и более целесообразно применение стационарных брызгальных льдонамораживающих установок

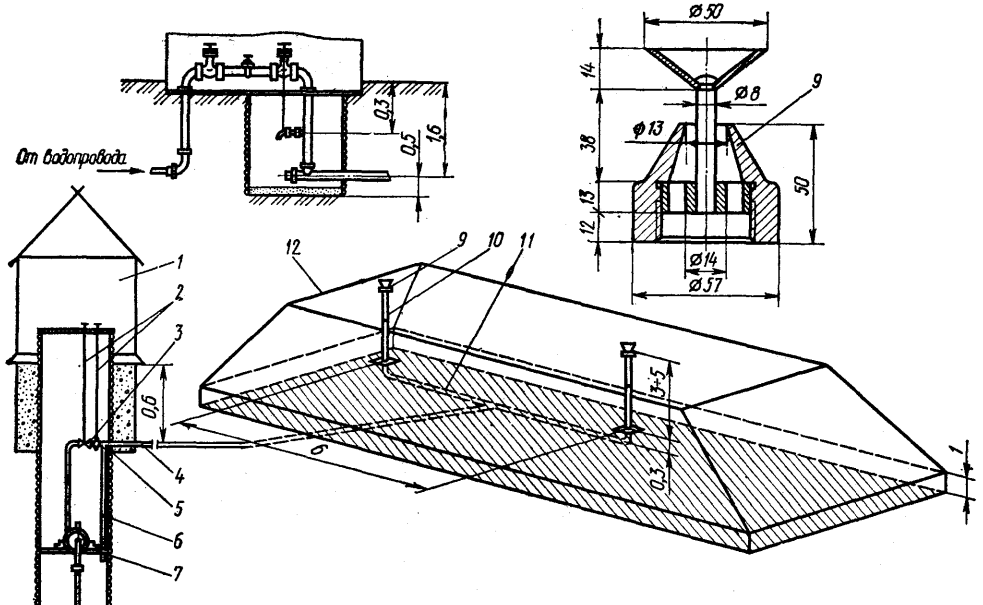


Рис. V—1. Брызгальная установка для намораживания льдобунтов:
1 — утепленный колодец; *2* — удлинители к вентилю и крану; *3* — водоподающий вентиль; *4* — магистральный трубопровод; *5* — водоспускной кран; *6* — сливная труба; *7* — насос с электродвигателем; *8* — фильтр; *9* — форсунка-водооросительь; *10* — стояк; *11* — коллектор; *12* — очертания льдобунта. Размеры установки приведены в метрах, форсунки — в миллиметрах

[7, 13] с подземной подачей воды к стоякам с форсунками (рис. V—1). При использовании этих установок облегчается труд, ускоряется и удешевляется (на 20—30%) намораживание льда.

При формировании бунтов объемом 500—1000 м³ льда используют форсунки диаметром кольцевых сечений 8 и 13 мм; два стояка располагают на расстоянии 6 м один от другого. Расход воды на одну форсунку при давлении 0,1 МПа составляет 0,7 л/с.

При формировании льдобунтов объемом более 1000 м³ стойки располагают на расстоянии 10 м, а диаметры сечений форсунок принимают равными 10 и 16 мм; расход воды на одну форсунку составляет 1,4 л/с.

При формировании очень больших льдобунтов (объемом 10—20 тыс. м³ и шириной до 30 м) устанавливают два ряда форсунок с двумя водоподающими коллекторами. Такие установки могут быть автоматизированы [13].

Тонкое распыление воды позволяет не только интенсивно и непрерывно намораживать лед в бунтах, но и получать снег (например, из капель диаметром 30—50 мкм). В ФРГ фирма «Линде» производит снеговальные гидропульты — агрегаты [7] с распылительными форсунками, насосом, подача которого составляет 6 м³/ч при 1 МПа, воздушным компрессором мощностью 3 кВт и осевым вентилятором мощностью 10 кВт. Гидропульт выдает при температуре атмосферы ниже 0°С снег в количестве около 25 м³/ч насыпной массой 240 кг/м³ на расстояние до 30 м. Агрегаты применяются при устройстве лыжных трасс, но могут быть использованы и для других целей в частности, для охлаждения снегом.

Естественный лед можно содержать и в капитальных хранилищах типа погребов.

Для откалывания кусков льда от льдобунтов применяют отбойные молотки, ледокольные машины, взрывчатку. Наиболее механизированы эти работы в рыбной промышленности и на железнодорожном транспорте, где применяют комбайны-льдосолеэкипировщики вагонов-ледников [24].

Навесные ледокольные агрегаты к ковшовым автопогрузчикам (рис. V—2) обеспечивают получение при разработке льдобунтов кускового льда в количестве не менее 30 т/ч. Ковшовые 3—5-тонные автопогрузчики успешно используют, как и ленточные транспортеры, для погрузки льда и работ с опилками.

Выкалывание льда отбойными молотками

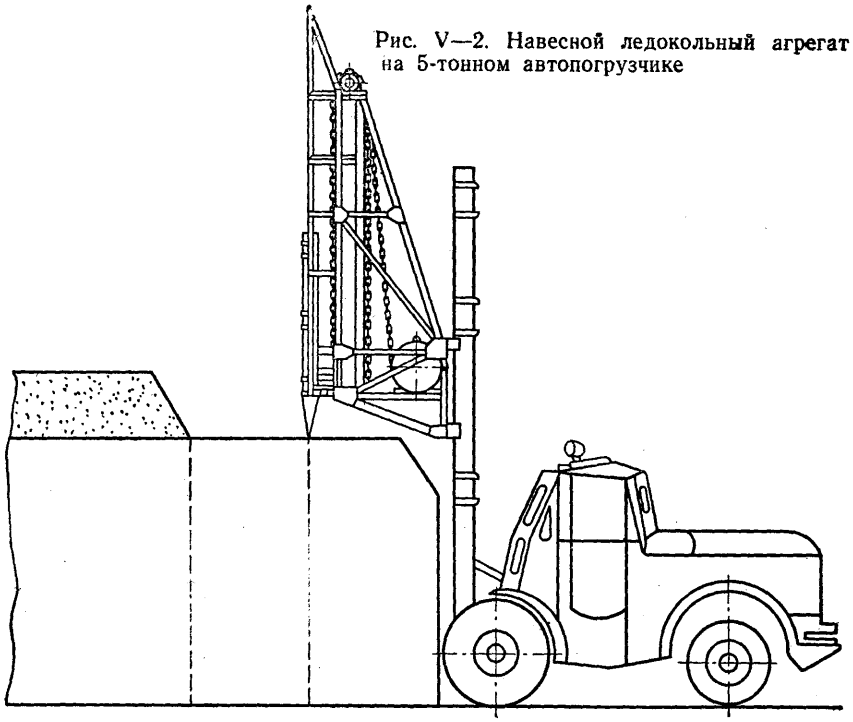


Рис. V—2. Навесной ледокольный агрегат на 5-тонном автопогрузчике

позволяет получить 60 т льда в смену. Наиболее эффективна разработка больших ледобунтов взрыванием их по частям аммонитом. Взрывчатку размещают в шпурах, пробуренных гидравлическими или электрическими бурами.

Для дробления естественного (и искусственного) льда до кусков диаметром 60 мм и меньше насыпной массой 550 кг/м³ применяют льдодробилки ЛП-1. Для гранулирования льда диаметром гранул до 2—4 мм (насыпная масса 650 кг/м³) используют те же льдодробилки, переконструированные [7] в снеговальные агрегаты СА-10. Льдодробилка ЛП-1 с электродвигателем мощностью 2 кВт обеспечивает получение около 10 т дробленого льда в 1 ч; агрегат СА-10 с двигателем мощностью 5—10 кВт и измельчающим метательным вентилятором выдает гранулированный снегообразный лед в количестве 5—10 т/ч, пригодный для снегования овощей в буртах. Подаваемый по шлангу агрегатом СА-10 гранулированный лед может экономично применяться для охлаждения, хранения и транспортировки без холодильных машин птицы, рыбы, фруктов и овощей, а также взамен части воды при изготовлении бетона [25]. Гранулированный естественный лед был использован для поглощения теплоты схватывания бетона при бетонировании плотин Братской, Красноярской, Усть-Илимской и других ГЭС. Себестоимость естественного льда в РСФСР в 4 раза меньше, чем искусственного [17].

ХОЛОДИЛЬНИКИ И УСТАНОВКИ ЛЕДЯНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

В районах, где возможна эффективная заготовка естественного льда, наряду с искусственным машинным охлаждением применяют холодильники и установки ледяного охлаждения. Естественный лед можно экономично использовать главным образом в сельском хозяйстве, заготовительной сети кооперации и торговли и отчасти на транспорте для хранения овощей и некоторых фруктов, яиц, молока и рыбы.

Используемые в СССР холодильники и установки ледяного охлаждения в зависимости от их конструкции и запаса льда можно разделить на следующие виды: хранилища с сезонным запасом льда; холодильники-склады из льда и мерзлого грунта; капитальные ледники с сезонным запасом льда; ледники с кратковременным запасом льда — вагоны-ледники,

изотермический автомобильный транспорт. К ледяным хранилищам относятся снежные и ледяные бурты, а также ледяные площадки.

Простейшим способом использования естественного льда является изотермическое хранение продовольствия подо льдом санитарно-чистых водоемов (это позволяет, например, предохранять соленые огурцы в бочках от зимнего промораживания и от весеннего прогревания). Путем дополнительного намораживания льда сверху водоемного льда можно существенно продлить подледное хранение. При этом толщина намораживаемого льда может быть практически во много раз больше толщины естественного льда в водоеме. Если таким путем вымораживать большую часть воды пруда (в условиях Севера) и по возможности укрыть лед торфяной пульпой, то, осуществляя циркуляцию летом подледной воды так называемого льдопруда-холодоаккумулятора [4, 7], можно использовать ее для эффективного охлаждения пищевых продуктов, хранилищ фруктов и овощей, а также конденсаторов холодильных и теплоэнергетических установок в месяцы пиковой нагрузки. Зимой подледную воду можно использовать для теплонасосного отопления овощехранилищ за счет теплоты льдообразования.

В снежных **теплоизолированных буртах** хранят свежие и квашеные овощи, соления, сельди и жиры в бочках. Намораживание **ледяных оболочек** толщиной 50 см на свекольных буртах, укрываемых затем теплоизоляцией, удлиняет сезон сахароварения на 1—2 мес [23]. Прост и универсален способ [7] буртового хранения овощей (продовольственных и кормовых). **На площадках из мерзлого грунта, намороженного льда или утрамбованного снега** (толщина слоя 1—1,5 м), укрываемых теплоизоляцией из опилок или торфа (толщина слоя 50 см), **в холодильниках-складах** из льда [28] хранят продукты при —0,5÷÷—1°С и более низких температурах и относительной влажности воздуха 96—98% (усушка при этом минимальна).

Применение ледяных складов основано на комбинированном использовании льда как строительного материала и аккумулятора холода. Основные показатели ледяных холодильников приведены в табл. V—3.

Ледяной холодильник вместимостью 250 т (рис. V—3) представляет собой теплоизолированный опилками или торфом (толщина слоя 1 м) ледяной массив, площадь основания которого 24×49 м, а высота 6,2 м. Внутри намороженного по съемной деревянной опалубке ледяного массива предусмотрены коридор и 12 отсеков — камер для продуктов. У входа в холодильник расположен тамбур, а в тамбуре и камерах установлены у стен решетчатые

Таблица V—3

Характеристики ледяных холодильников

Условная вместимость, т	Внутренняя площадь, м²	Объем льда, м³	Объем насыпной теплоизоляции, м³
20	30	360	160
60	145	1910	1022
100	198	2367	1351
250	572	4368	1598
500	1068	6883	2620

льдокарманы для летнего охлаждения льдосоляной смесью. Стоимость такого холодильника, по крайней мере, в 10 раз меньше, чем обычного холодильника с машинным охлаждением. Одним из преимуществ ледяных холодильников является их негорючесть (при использовании кирпичного тамбура и шлаковой теплоизоляции). Льдосоляное охлаждение, которое служит в основном для покрытия внутренних теплопритоков холодильника, необходимо, по возможности, заменять машинным. На Севере уже много лет с успехом эксплуатируются машинные ледяные холодильники с зимней холодозарядкой вместимостью до 1000 т мороженых продуктов. Промораживаемая в этом случае теплоизоляция предотвращает летнее таяние льда.

На Севере экономично также использование подземных **холодильников из мерзлого грунта**, в частности льдомерзлотных холодильников в районах вечной мерзлоты. Грунт, замерзающий зимой, не успевает оттаять за лето при соблюдении условия $\lambda_м \Sigma[\theta_м] > \lambda_б \Sigma\theta_б$, где $\Sigma\theta_м$ и $\Sigma\theta_б$ — морозные и безморозные градусо-часы года; $\lambda_м$ и $\lambda_б$ — соответствующие коэффициенты теплопроводности грунта. При теплоизоляции грунта летом его холод может быть иногда использован и вне районов вечной мерзлоты. Для увеличения эффективности использования холода маловлажного грунта его можно подвергать рыхлению взрывами и пропитке водой или рассолами [4], температуры замерзания которых — 11°С (KCl) и —21°С (NaCl).

Безмашинный холодильник из мерзлого грунта (рис. V—4) со складской площадью 400 м² может обеспечить через несколько лет зарядки холодом температуру летом около —10÷—15°С [15]. Применяют холодильники из мерзлого грунта и с машинным охлаждением. Усовершенствованный холодильник из мерзлого грунта вместимостью 500 т, сооружаемый на изотермической глубине около 10 м, может обеспечить температуру —15÷—20°С при наличии тепловых труб или специальной элек-

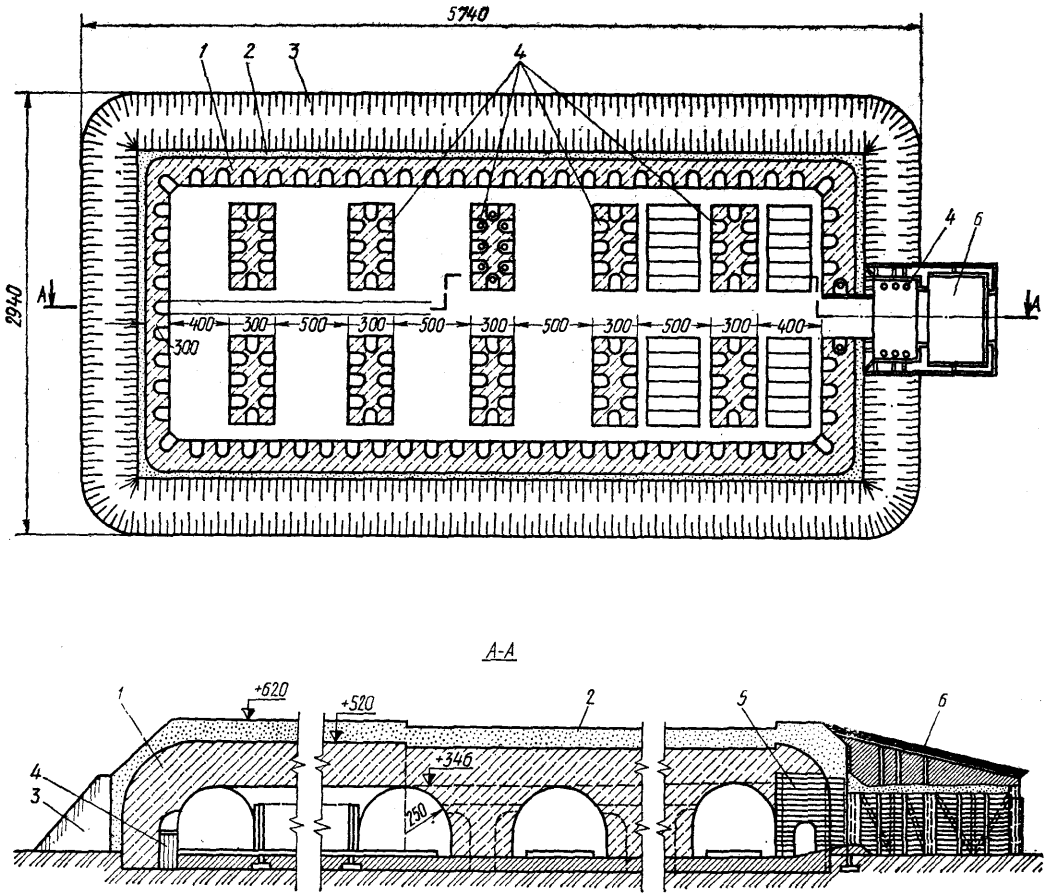


Рис. V—3. Ледяной холодильник:

1 — ледяной массив; *2* — теплоизоляция; *3* — земляная насыпь; *4* — карманы для льда с солью; *5* — деревянное ограждение; *6* — тамбур

тровентиляционной зарядки холодом, а также холодильной машины холодопроизводительностью при стандартных условиях 11 кВт [4]. Такой холодильник требует минимального количества строительных материалов и энергии и обходится в несколько раз дешевле обычных наземных холодильников.

Наряду с ледяными и льдомерзлотными холодильниками используют и обычные ледники-погреба, льдофригаторы и льдобунты-холодогенераторы (выдающие «ледяную» воду, температура которой 0,5—1°С). Применение льдобунта-холодогенератора [7], как и описанного выше льдопрудахолодоаккумулятора, позволяет автоматизировать процесс получения ледяной воды. Льдобунт-холодогенератор (рис. V—5) производительностью до 100 кВт [10] предназначен для снабжения ледяной водой низовых молокоприемных пунктов, рассчитанных на 10 т молока в сутки. Льдобунт объемом 1000 м³ намораживается зимой на бетонной площадке с бортами 14×20 м. Площадка оснащена системой трубопроводов, гравийным фильтром от опилок и приямком для воды. Насос для циркуляции воды в летнее время между основанием теплоизолированного льдобунта и молокоохладителями размещается рядом с ними. По производственным испытаниям практический коэффициент теплоотдачи от воды температурой 2—3°С к льдобунту составляет около 120 Вт/(м²·К).

Необходимый объем льда в льдобунте-холодогенераторе вдвое меньше обычного, а ка-

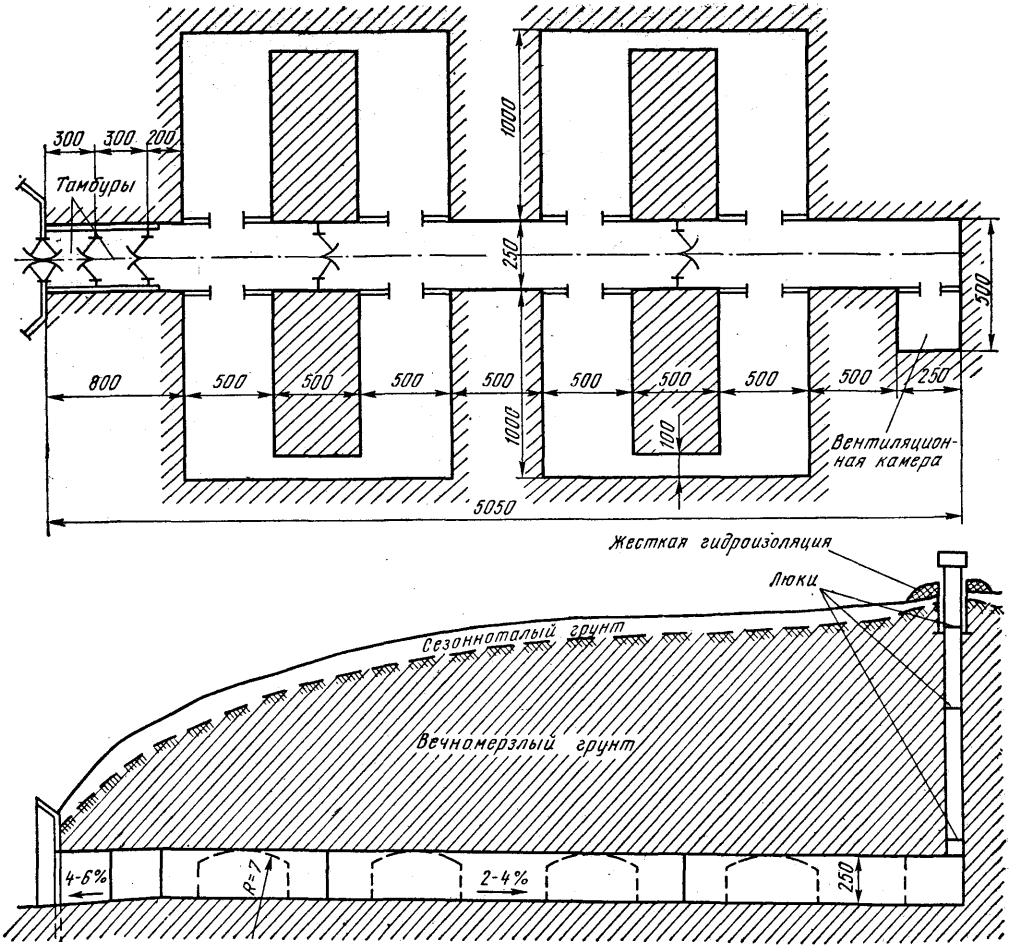


Рис. V—4. Холодильник из мерзлого грунта

питательные затраты на 35% меньше, чем при использовании холодильной машины. Льдобунты намораживают посредством брызгальных установок как съемного, так и стационарного типа. Такие льдобунты-холодогенераторы пригодны также для охлаждения конденсаторов холодильных машин в месяц пиковой нагрузки, а также для гидроохлаждения птицы, рыбы, фруктов и овощей и кондиционирования воздуха на фермах. Известен опыт охлаждения водой от льдобунта и конденсаторов пара на электростанции.

Гидромеханизированное получение и холодильное использование естественного льда в холодной зоне нетрудоемко и связано с потреблением на каждые 100 тыс. кДж холода только 0,33 м³ воды и 1500 кДж электроэнергии, что во много раз меньше, чем в случае применения холодильной машины.

ПРОИЗВОДСТВО ИСКУССТВЕННОГО ЛЬДА

Для производства искусственного льда используют льдогенераторы.

Льдогенераторы изготовляют в основном следующие виды льда для пищевых и технических целей: блочный, трубчато-блочный и снежноблочный лед; плитный и трубчато-плитный лед; малогабаритный лед — дробленый кусковой и пластинчатый, трубчатый и скорлупный, брикетный, кубиковый, рассыпной лед—мелкодробленый (измельченный до снегообразной массы или гранул), чешуйчатый, сне-

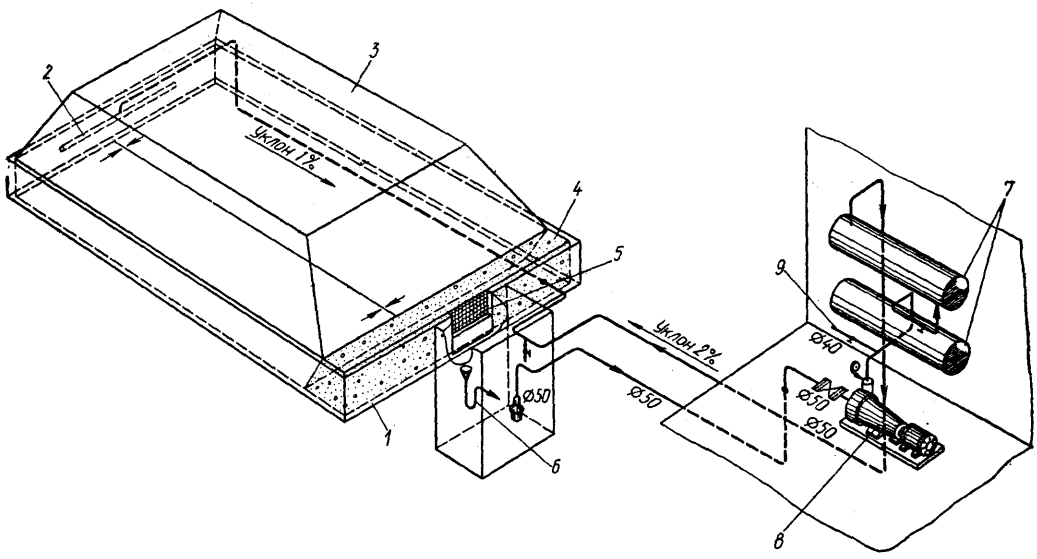


Рис. V—5. Льдобунт-холодогенератор:

1 — бетонная или глинобитная площадка с бортами; *2* — перфорированная труба; *3* — очертания льдобунта; *4* — гравийный фильтр; *5* — решетка и порожек; *6* — перелив; *7* — молокоохладитель; *8* — насос с электродвигателем; *9* — водоспускной вентиль

жный (путем прессования может быть превращен в брикетный и снежноблочный лед).

Льдогенераторы классифицируют как по видам, составу и назначению вырабатываемого льда, так и по способам и источникам охлаждения и конструкциям. Льдогенераторы бывают периодического и непрерывного действия с оттаиванием и механическим отделением льда. Кроме того, льдогенераторы подразделяются на неавтономные (с централизованным охлаждением рассолами и непосредственным, но бесконтактным охлаждением холодильными агентами), автономные (в частности, агрегатные) автоматизированные льдогенераторы непосредственного охлаждения с компрессорными, абсорбционными, водяными пароэжекторными и термоэлектрическими холодильными машинами.

Льдогенераторы разделяют по производительности на большие (1000 кг/ч и более), средние (от 100 до 1000 кг/ч), малые (от 10 до 100 кг/ч), мелкие (менее 10 кг/ч), в том числе льдогенераторы со встроенными льдохранилищами и мини-льдогенераторы (<1 кг/ч) обычно в составе домашних холодильников.

Теплоэнергетическая характеристика льдогенераторов. Для теплоэнергетической характеристики льдогенераторов применяют следующие показатели:

1) коэффициент полезного действия, учитывающий работу компрессора ($N_к$) и работу дополнительного оборудования $N_д$,

$$\eta = J_л/(N_к + N_д),$$

где $I_л$ — энтальпия полученного льда (по поступающей воде);

2) удельная затрата энергии (в кДж) на получение 1 кг (или 1 т) льда

$$n = (N_к + N_д)/G_л,$$

где $G_л$ — масса полученного льда. Для производственных льдогенераторов при температуре воды 15°С и стандартном режиме в зависимости от системы и производительности практические значения n составляют 145—290 кДж/кг;

3) удельный отвод теплоты (в кДж) при получении 1 кг льда

$$q_л = i_л + \Sigma q_п,$$

где $i_л$ — энтальпия 1 кг полученного льда относительно поступающей воды; $\Sigma q_п$ — сумма удельных притоков теплоты: при отделении льда; от внешней среды; за счет тепловыделений, например от насоса для циркуляции воды. Теплопритоки при отделении льда учитывают таяние части льда и охлаждение льдообразующей системы.

Для производственных льдогенераторов обычно $q_л = 460 \div 840$ кДж/кг, что при типичной энтальпии льда $i_л = 415$ кДж/кг соответствует коэффициенту использования $i_л/q_л = 0{,}9 \div 0{,}5$;

4) удельная производительность льдогенератора $g_л$ [в кг/(м²·ч·°С)]

$$g_л = \frac{G_л}{f\tau\Delta t},$$

где $G_л$ — производительность льдогенератора желательно при температуре воды 15°С и стандартном режиме; f — площадь поверхности испарителя; τ — время; Δt — температурный напор;

Снижение температуры воды, идущей на приготовление льда, улучшает характеристики льдогенератора [8]: снижение $t_в$ с 25 до 10°С приводит к повышению производительности льдогенератора ОЛ-25 на 30% и уменьшению его энергопотребления на 15%. На южных льдозаводах целесообразно предварительно охлаждать воду с помощью универсальных водоохлаждающих машин при повышенной температуре кипения холодильного агента.

Технология производства льда. По составу исходного сырья — воды — искусственный лед может быть подразделен на следующие виды: лед из пресной воды (сырой, кипяченой, дистиллированной); лед из морской воды и рассолов (водных растворов солей); лед из воды с антисептиками и антибиотиками. Требования, предъявляемые в Советском Союзе к источникам воды для хозяйственно-бытовых целей, в общем виде регламентируются ГОСТ 2761—57 «Источники централизованного хозяйственно-питьевого водоснабжения». Нормы качества водопроводной воды определяются ГОСТ 2874—73 «Вода питьевая».

Прозрачность льда может являться отличительным признаком пищевого искусственного льда, если талая вода от него соответствует ГОСТ 2874—73. Желательно использовать прозрачный лед при употреблении в пищу, в медицине и химии, а также в рыбной промышленности и колбасном производстве, так как он мало смерзается в куски и после таяния не дает солевого остатка. Лед из питьевой водопроводной воды изготовляют матовым плотностью 890—900 кг/м³ и прозрачным плотностью 910—917 кг/м³ при температурах от —8 до — 25°С. Матовый непрозрачный лед имеет белый цвет. Для получения из обычной водопроводной воды прозрачного льда воду необходимо перемешивать, например, продувая через нее воздух.

При pH>7 и преобладании в воде углекислых солей кальция и магния и особенно натрия блочный лед получается хрупким, и потому его желательно намораживать при —8°С и оттаивать при 20°С вместо обычных температур —10 и 35°С. При использовании жесткой воды с повышенным содержанием примесей, в частности железа, массовая доля которого более 0,04 мг/л, и окисляемостью более 3 мг O_2/л непрерывную водоподготовку можно осуществлять посредством ионообменных установок или песочных фильтров с бачками для квасцевания, умягчающего воду и обеспечивающего коагуляцию органических примесей и обезжелезивание.

Разрешенный Госсанинспекцией СССР для применения со льдом в рыбной промышленности антибиотик биомицин (хлортетрациклин) добавляется в воду с расчетом содержания 5 г биомицина на 1 т льда, что удлиняет срок хранения рыбы во льду [7]. Применяют иногда также лед с антисептиками, в частности из воды, обработанной хлором и серебряным песком. Во избежание концентрирования вводимых примесей и по другим причинам этот виды льда и особенно соленый (морской и рассольный) лед целесообразно изготовлять в интенсивных (скребковых) льдогенераторах с тонкослойным намораживанием.

Льдогенераторы блочного и плитного льда. Льдогенераторы блочного льда могут быть рассольными либо непосредственного охлаждения.

Рассольные льдогенераторы блочного льда находят широкое применение (однако в последнее время частично вытесняются льдогенераторами непосредственного охлаждения). Рассольные льдогенераторы практически обеспечивают производство матового и прозрачного блочного льда плотностью около 900 и 917 кг/м³, удобного для транспортировки и длительного хранения. Блочный лед может храниться в любых льдохранилищах и камерах холодильников, что бывает особенно экономично при коротком сезоне потребления льда в районах с холодным климатом. Кратковременное хранение блочного льда возможно и в самих льдогенераторах. Такой лед при необходимости может быть раздроблен или тонко измельчен до насыпной массы 500—600 кг/м³. Блочный льдогенератор с холодильной машиной (рис. V—6), обычно производящий технический матовый лед в подвижных льдоформах, состоит в основном из теплоизолированного стального бака с 20%-ным рассолом (H_2O+NaCl), охлаждаемым до — 10°С (—8÷—12°С) посредством вертикальнотрубных, кожухотрубных или листотрубных испарителей, температура кипения аммиака или R22 в которых составляет около —15°С. Бак оснащен мешалкой, обеспечивающей движение рассола со скоростью 0,1—0,2 м/с, толкателем и опрокидывателем льдоформ. Кран (или тельфер) подводит к дозирующему водонаполнителю группу оцинкованных льдоформ в рамах и после их заполнения водой опускает в бак с рассолом (желательная кислотность рассола pH 7).

После замораживания воды в нескольких или во всех группах льдоформ они переносятся в нагреваемый (например, теплообменником компрессора) водяной оттаиватель льда с температурой обычно не выше 30—40°С (во избе-

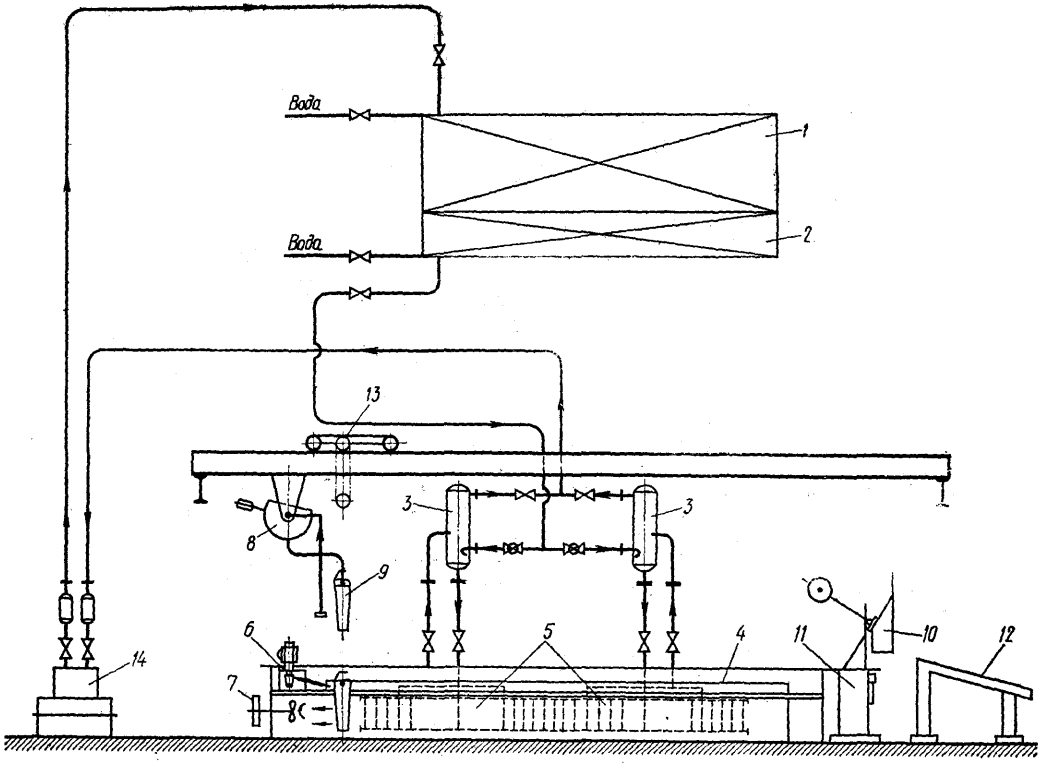


Рис. V—6. Блочный льдогенератор с рассольным охлаждением:
1 — конденсатор; *2* — переохладитель; *3* — отделитель жидкости; *4* — рассольный бак; *5* — испарители; *6* — толкатель льдоформ; *7* — рассольная мешалка; *8* — водонаполнитель; *9* — льдоформа; *10* — опрокидыватель льдоформ; *11* — оттаиватель; *12* — льдоскат; *13* — подъемный кран; *14* — холодильный компрессор

жание растрескивания льда). Далее льдоформы посредством крана и опрокидывателя освобождаются ото льда.

У нас и за рубежом часто используют рассольные блочные льдогенераторы для льдоформ, рассчитанных на 12,5 и 25 кг. Технические показатели таких льдогенераторов приведены в табл. V—4.

Удельный отвод теплоты практически может изменяться от 525 до 585 кДж/кг.

Типоразмеры советских блочных льдогенераторов с льдоформами, рассчитанными на 12,5 и 25 кг льда, приведены в табл. V—5.

Высота баков льдогенераторов ЛГ-1,5—ЛГ-20 составляет от 2295 до 2445 мм.

Большие льдогенераторы (производительностью 90 т/сут и более), широко применяемые на железных дорогах, в химической и рыбной промышленности СССР, обычно снабжаются льдоформами, рассчитанными на 25 и 50 кг льда. Подобные льдогенераторы, но с водой, барботируемой в крупных льдоформах, используются наряду с льдогенераторами других типов в Западной Европе и особенно в США для массового производства прозрачного льда.

Таблица V—4

Характеристики рассольных льдогенераторов

Производительность, т/сут	Номинальная холодопроизводительность при стандартных условиях, кВт	Потребная мощность привода, кВт	Масса установки, т
4	26	15	9
10	62	33	19
25	151	67	36
40	240	103	59

Таблица V—5

Типоразмеры рассольных льдогенераторов

Тип льдогенератора*	Число льдоформ		Поверхность испарителя, м²	Длина бака, мм	Ширина бака, мм	Масса льдогенератора (без холодильной машины), кг
ЛГ-1,5	120	По 12,5 кг воды	10	5160	2592	5435
ЛГ-3	240		20	6023	3540	8935
ЛГ-6	480		40	9433	3540	14603
ЛГ-10	800		60	12605	4080	21248
ЛГ-20	800	По 25 кг	80	13250	5534	33433

*Цифра—единовременная загрузка (в т) льдогенератора водой.

В Советском Союзе обычно применяют стальные оцинкованные льдоформы длиной 1100 мм и имеющие наклон граней 1,5%:

для 12,5 кг льда — с верхним сечением размерами 110×190 мм (продолжительность льдообразования при —8 ÷ —10°С составляет около 8 ч);

для 25 кг льда — с верхним сечением раз-

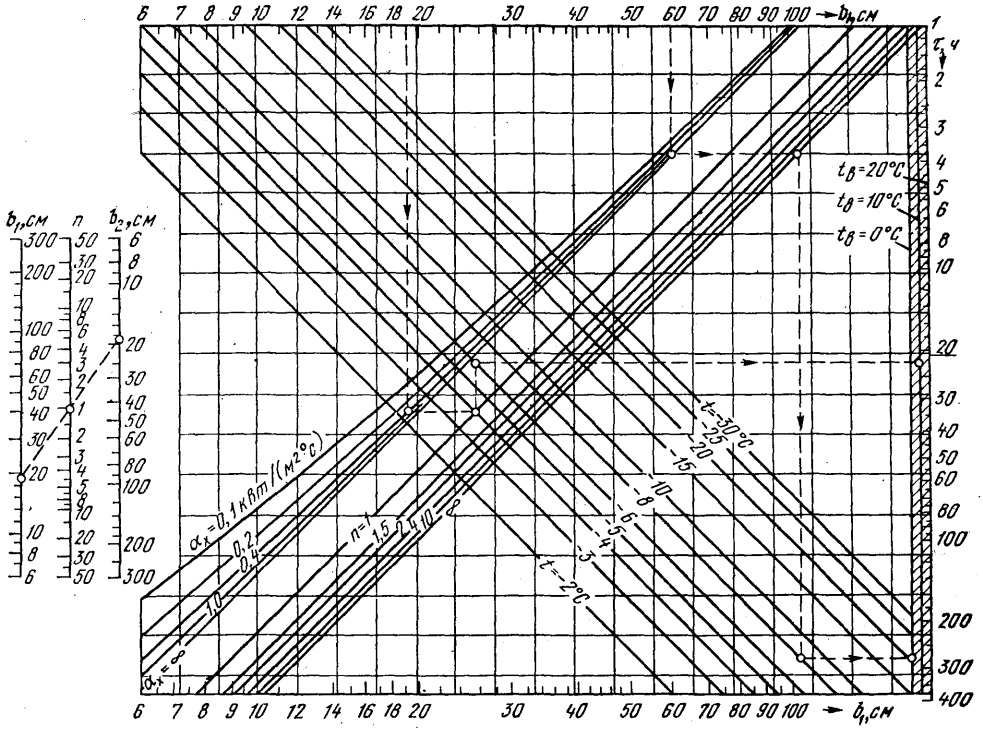


Рис. V—7. Номограмма для расчета времени намораживания ледяных блоков и плит:

τ — время намораживаний льда, ч; b_1 — толщина слоя льда, см; b_2 — ширина слоя льда, см; n — соотношение толщины и ширины слоя льда; α_x — коэффициент теплоотдачи к холодильному агенту (хладоносителю), Вт/(м²·К); t — температура холодильного агента (хладоносителя), °С; $t_в$ — температура воды, °С

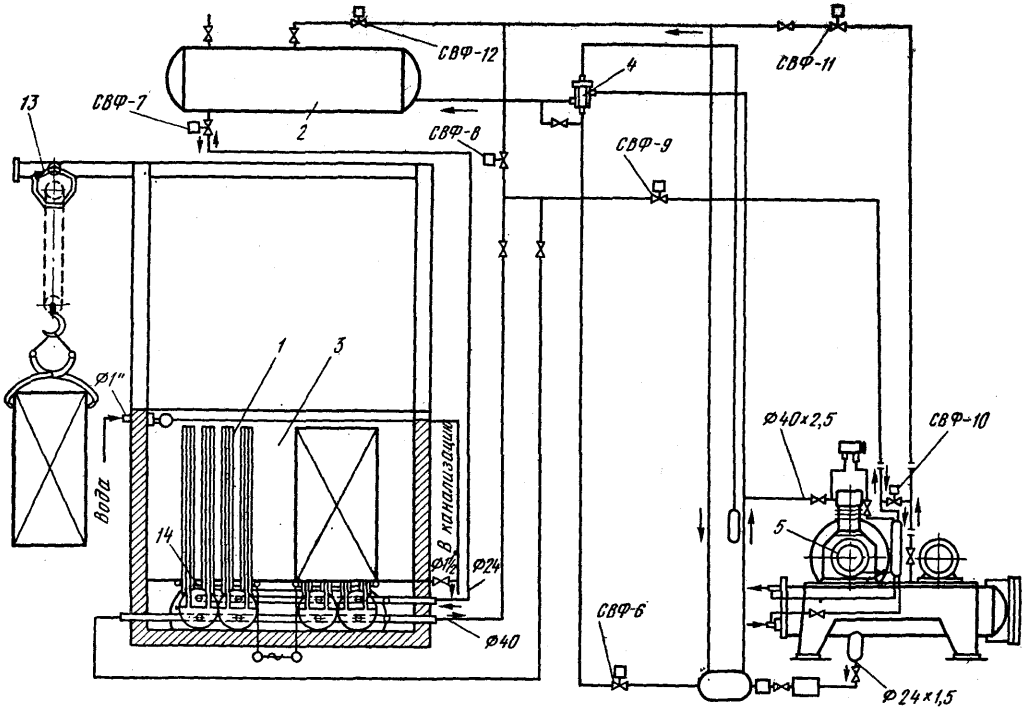


Рис. V—8. Трубчато-блочный льдогенератор ТБЛ-100 с непосредственным охлаждением:
1 — испаритель; *2* — ресивер; *3* — водяной бак; *4* — терморегулирующий вентиль; *5* — компрессорно-конденсаторный агрегат; *6* — электроталь; *7* — электрогрелка; *8* — теплообменник; *СВФ-6—СВФ-12* — соленоидные вентили

мерами 130×260 мм (продолжительность льдообразования 12 ч). За рубежом обычно применяют льдоформы с сечением размерами 190×190 мм (продолжительность льдообразования 14 ч);

для 50 кг льда — с верхним сечением размерами 190×380 мм (продолжительность льдообразования 16 ч). Длина льдоблоков, соответствующих льдоформам, около 1000 мм, а длина льдоформ 1120 мм.

Недостатками описанных льдогенераторов являются применение промежуточного хладоносителя и наличие вынимаемых льдоформ.

За рубежом в рыбной промышленности применяют также безрассольные плитные льдогенераторы погружного типа с оборудованием для барботажа воды. В них прозрачные ледяные плиты массой 4—5 т и толщиной 20—30 см намерзают в железобетонном баке с водой в течение 2—3 сут на листотрубных панелях, охлаждаемых непосредственно холодильным агентом. После оттаивания горячим паром холодильного агента плиты вынимают (за заранее вмороженные в плиты штанги) из бака и подают в льдоразделочную машину. У нас известны плитные льдогенераторы оросительного типа [3] и погружные панельно-плитные ледяные холодоаккумуляторы. Продолжительность намораживания сплошных ледяных блоков и плит может быть вычислена по приведенной ранее (см. с. 100) универсальной формуле или приблизительно определена по номограмме (рис. V—7).

Значительно эффективнее применение безрассольных льдогенераторов трубчато-блочного и трубчато-плитного льда. Ледяные блоки намораживаются на пучках труб в 4—5 раз быстрее обычного. При этом лед удешевляется примерно на 20—30%. Для получения прозрачного льда применяют барботирование воды. В таких льдогенераторах не требуется использования льдоформ.

Автоматизированный льдогенератор трубчато-блочного льда ТБЛ-100 (рис. V—8) производительностью 100 кг/ч (2,4 т/сут) состоит из водяного бака и испарителя с 96 двойными трубами диаметром 20 мм (площадь поверхности 6,2 м^2), объединенными в 6 пучков (групп) по 16 труб в каждом [5]. На каж-

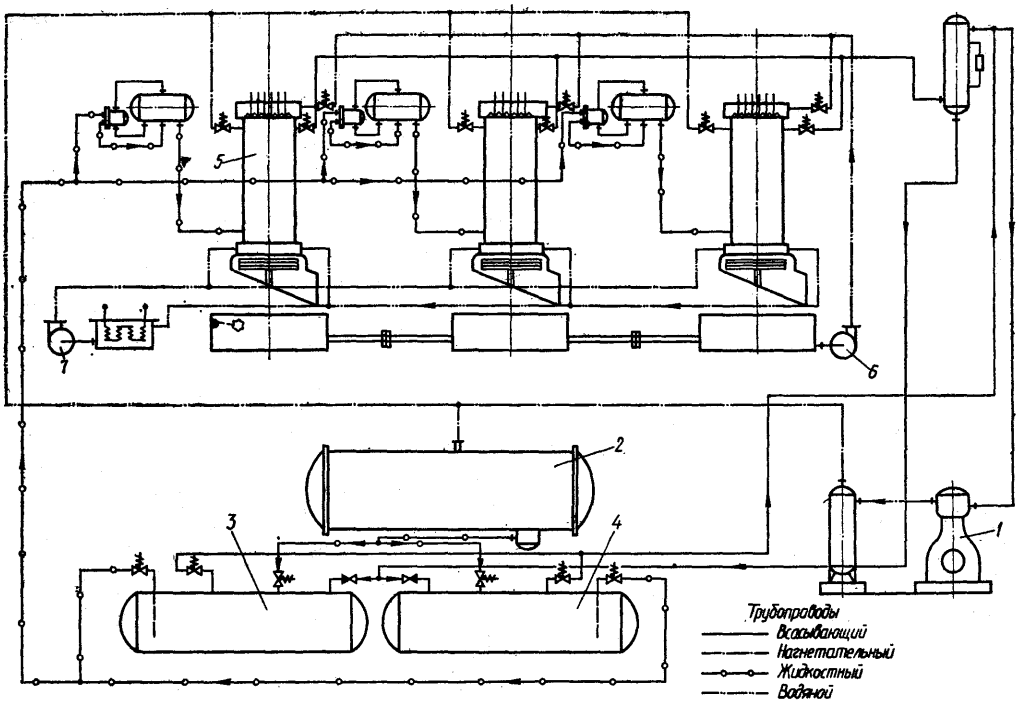


Рис. V—9. Кожухотрубный льдогенератор 3ТЛ-10 с непосредственным охлаждением:
1 — холодильный компрессор; *2* — конденсатор; *3* — линейный ресивер; *4* — дренажный ресивер; *5* — кожухотрубные испарители с льдорезными и другими устройствами (3 шт.); *6* — насос для циркуляции воды через испарители; *7* — насос (с электрогрелкой) для циркуляции воды обогрева трубных решеток испарителей

дом пучке за 2 ч 45 мин намораживается при —15°С матовый трубчатый льдоблок размерами 260×260×1040 мм массой 50 кг. Ускоренное образование трубчатых льдоблоков обусловлено относительно малой толщиной слоев замораживаемой воды. По сигналу реле времени льдоблоки оттаиваются горячими парами холодильного агента (R22) и вынимаются из бака посредством электротали с грейфером. При слабом смерзании шести льдоблоков вместе в один грузовой пакет он может быть вынут из бака льдогенератора автопогрузчиком с боковыми захватами. Льдогенератор охлаждается от компрессорно-конденсаторного агрегата холодопроизводительностью при стандартных условиях около 25 кВт.

По результатам испытаний [5] удельное потребление холода льдогенератором составляет около 860 кДж/кг, а электроэнергии — 340 кДж/кг (из них 290 кДж/кг в компрессоре при температуре воды 20°С). Конструктивно простой льдогенератор ТБЛ-100 может быть использован и в качестве ледяного аккумулятора холода для низовых молочных предприятий. Модификации льдогенератора ТБЛ-100 (одна из которых рассчитана на производство льда в количестве 450 кг/ч) отличаются в основном поочередным оттаиванием одних групп льдоблоков за счет теплоты льдообразования других групп льдоблоков, а также конвейерной выемкой льдоблоков, всплывающих после оттаивания. Кроме того, льдогенератор ТБЛ-450 имеет насос для циркуляции холодильного агента.

Все льдогенераторы с разветвленной системой труб испарителей особенно нуждаются в насосной циркуляции холодильного агента; при этом требуется наличие дроссельных шайб или регулирующих вентилей для равномерного распределения холодильного агента. Для улучшения оттаивания льда желательно применение холодильных агентов с большой теплотой конденсации, в частности аммиака и R22.

Кроме описанных безрассольных блочных льдогенераторов, не нуждающихся в льдоформах, известны довольно металлоемкие льдогенераторы итальянских фирм «Самифи» и

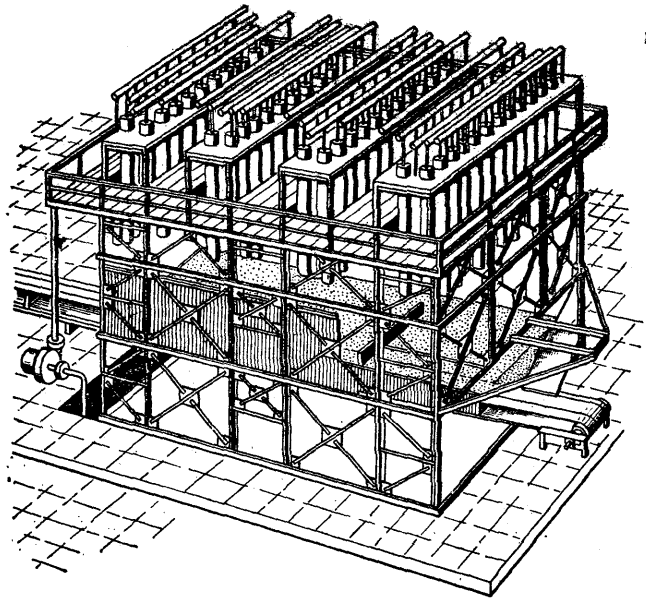


Рис. V—10. Трубчатый льдогенератор с двустороннim намораживанием льда

«Барбьери» с неподвижными льдоформами, снабженными кроме рубашек ребрами или испарительными трубками и охлаждаемыми непосредственно холодильным агентом.

Льдогенераторы трубчатого и пластинчатого льда. Различают трубчатые (в частности, кожухотрубные и подвесные) и пакетно-панельные льдогенераторы для получения трубчатого и пластинчатого льда. Такие льдогенераторы обычно выполняют автоматизированными, безрассольными, оросительными, иногда погружными.

Преимуществом льдогенераторов трубчатого и пластинчатого льда является высокая гигиеничность производства готового к употреблению пищевого прозрачного льда в мелких кусках насыпной массой от 400 до 600 кг/м³. По сравнению с рассольными льдогенераторами блочного льда у оросительных льдогенераторов трубчатого и пластинчатого льда меньше металлоемкость, общий расход энергии и занимаемая площадь. Интенсивность льдообразования у них почти в 10 раз больше, а себестоимость вырабатываемого льда примерно на 30—40% меньше. Оросительные льдогенераторы трубчатого и пластинчатого льда характеризуются довольно большим расходом холода (670—840 кДж/кг) в связи с периодическим нагреванием испарителей. Из-за сравнительно большой поверхности и малой толщины образующегося льда (обычно 5—25 мм) оросительные льдогенераторы пластинчатого и трубчатого (в частности, скорлупного) льда более интенсивны, чем льдогенераторы трубчато-блочного льда (толщина льда между трубами 30—40 мм). Кратность циркуляции воды в оросительных льдогенераторах составляет 30—40.

Трубчатый лед — изготовляют в льдогенераторах с трубчатыми испарителями (в частности, кожухотрубного типа), например в льдогенераторах производства предприятия «Нема» в ГДР и фирмы «Стал» в Швеции.

Кожухотрубный льдогенератор ЗТЛ-10 (рис. V—9) номинальной производительностью 10 т/сут состоит из трех вертикальных теплоизолированных кожухотрубных испарителей (в каждом по 53 трубы диаметром 51 мм и длиной 2000 мм). Лед, образующийся в орошаемых водой трубах, оттаивают теплонасосным методом в каждом испарителе поочередно, используя теплоту льдообразования от двух других испарителей. Испарители работают со сдвигом во времени на одну треть цикла, продолжительность которого 45 мин. Оттаявшие ледяные трубы внутренним диаметром 10 мм и наружным 48 мм опускаются на специальный стол, где раскалываются вращающимися ножами на куски в виде трубок или скорлуп длиной около 100 мм и насыпной массой примерно 500 кг/м³. Намораживание и оттаивание льда осуществляется по команде реле времени аммиачным холодильным компрессором холодопроизводительностью при стандартных условиях около 87 кВт. По результатам испытаний [1] при температурах кипения и конденсации аммиака около —15

и 20°С и температуре воды 10°С производительность льдогенератора составляет 420 кг/ч, потребление холода — 780 кДж/кг, а расход электроэнергии — 230 кДж/кг.

Кожухотрубные льдогенераторы, применяемые в США и Западной Европе, имеют испарители из труб длиной до 6—7 м; производительность их достигает 60 т/сут и более на один испаритель. Для уменьшения аммиакоемкости кожухотрубных испарителей в них размещают вытеснители, в целях снижения потерь при оттаивании длинных цилиндров льда трубы калибруют. В южных странах высокие кожухотрубные льдогенераторы располагаются под открытым небом.

В отличие от кожухотрубных в подвесных (иногда открытых) трубчатых льдогенераторах трубчатый (скорлупный) лед намораживается снаружи или внутри двойных висящих труб — в односторонних вариантах или снаружи и внутри двойных труб — в двустороннем варианте. В СССР трубчатые льдогенераторы одностороннего наружного льдонамораживания применяют в виде малых агрегатных льдогенераторов со встроенными холодильными машинами.

Двусторонние трубчатые льдогенераторы эффективно используют для получения больших производительностей. Отечественный автоматизированный двусторонний трубчатый льдогенератор (рис. V—10) состоит [9] из четырех батарей, висящих испарительных двойных труб (труба диаметром 94 мм в трубе диаметром 159 мм) длиной по 2300 мм. Трубы посредством насоса орошают водой снаружи и изнутри. После намерзания лед оттаивается горячими парами холодильного агента, падает на скребки транспортера и подается в сдвоенную льдодробилку типа ЛП-1, выпускающую дробленые скорлупы насыпной массой около 600 кг/м³. При работе холодильной установки холодопроизводительностью 700 кВт льдогенератор обеспечивал в стандартном режиме получение около 3000 кг льда в час. Себестоимость скорлупного льда была в среднем на 35% меньше себестоимости блочного льда, получаемого в льдогенераторе с рассольным охлаждением. Льдогенераторы типа ЛГТ, подобные описанному, имеют производительность 10, 50 и 100 т льда в сутки.

Технические показатели льдогенераторов производительностью 50 и 100 т/с приведены ниже.

Трубчатые подвесные льдогенераторы по сравнению с кожухотрубными льдогенераторами имеют упрощенную технологию изготовления, но занимают больше места.

В пакетно-панельных льдогенераторах пластинчатого льда модели «Типпман» (США) лед намораживается на орошаемых водой близко расположенных испарительных панелях, собранных в пакет. Изготовляют компактные типовые модульные льдогенераторы с широким диапазоном производительности (от 1 до 100 т/сут). Для дробления до насыпной массы 600 кг/м³ намороженных и оттаявших пластин льда (обычно с толщиной от оптимальной 6 мм до максимальной 18 мм) используют скребковую конвейерную дробилку, расположенную под испарителями, или несколько шнековых дробилок.

Техническая характеристика трубчатых льдогенераторов производительностью 50 и 100 т/сут

Номинальная производительность льдогенератора		
т/сут	50	100
кг/ч	2100	4200
Масса, т	13	25
Занимаемая площадь (полезная), м²	100	141
Занимаемый объем, м³	760	1100
Габаритные размеры, м		
длина	11,0	16,0
ширина	9,2	9,2
высота	7,5	7,5
Установленная мощность электродвигателей, кВт	32	49
Удельный расход электроэнергии, кВт·ч/т	7,9	5,9
Количество секций испарителя, шт	2	4
Время намораживания льда (продолжительность цикла), мин	45	45
Время оттаивания одной секции, мин	5	5
Толщина намораживаемого льда (средняя), мм	25	25
Средняя температура кипения холодильного агента, °С	—15	—15
Площадь поверхности испарителей, м²	78	157
Съем льда с 1 м² поверхности испарителя, т/м²	0,64	0,64
Аммиакоемкость, кг	650	1300
Потребная холодопроизводительность установки, кВт	490	980

Льдогенераторы чешуйчатого и снежного льда. Наиболее прогрессивными устройствами для получения чешуйчатого и снежного льда во многих случаях являются роторные (ротационные) льдогенераторы.

Автоматические роторные льдогенераторы непосредственного охлаждения не нуждаются в оттаивании льда и являются единственными

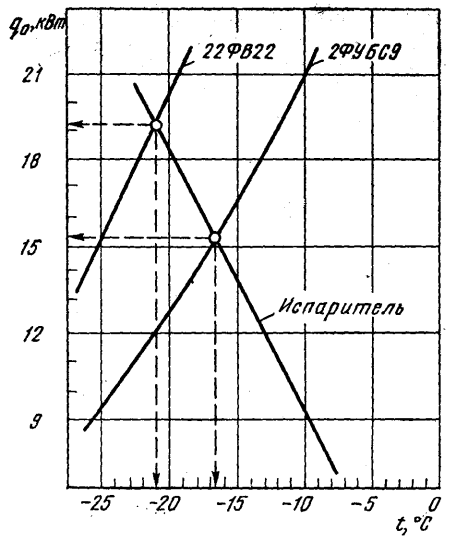


Рис. V—11. Совмещенные характеристики роторного скребкового льдогенератора (с испарителем площадью поверхности 1 м²) и холодильных компрессоров 2ФУБС-9 и 22ФВ-22

серийно выпускаемыми льдогенераторами непрерывного действия. Такие льдогенераторы, оснащенные простой системой автоматики и противоаварийной защиты, изготовляют из пресной (и соленой) воды снежный и чешуйчатый лед насыпной массой примерно 300 и 400 кг/м³, а также льдоводяную пульпу. Эти виды льда пригодны для непосредственного употребления в современной пищевой, химической и строительной технологии. Роторные льдогенераторы применяют также для аккумуляторов холода и в качестве теплообменников при теплонасосном отоплении, использующем теплоту льдообразования.

Механическое отделение льда шнеками, скребками (ножами, резцами) и особенно специальными фрезами более экономично, чем его оттаивание, связанное с потерями льда и периодическим прогреванием испарителей или льдоформ. Поэтому роторные льдогенераторы потребляют минимум холода (460—500 кДж/кг) и электроэнергии (145—200 кДж/кг) и занимают мало места [0,1—0,3 м³/(т/сут)]. Обычная себестоимость чешуйчатого и снежного льда, по крайней мере, на 40—50% меньше стоимости льда, получаемого в блочных льдогенераторах рассольного охлаждения.

В скребковых льдогенераторах лед, намерзающий на цилиндрическом испарителе, обычно отделяется от него движущимся скребком в виде чешуек или крупинок, называемых снежным льдом. При замене скребков катящимися по льду фрезами получают только чешуйчатый лед. Иногда вместо скребков применяют и шнеки.

Роторные льдогенераторы с непрерывно снимаемым льдом особо интенсивны [$k>1$ кВт/(м²·К)] в основном вследствие тонкослойного (0,5—2,5 мм) льдообразования. Для современного роторного льдогенератора, например, при энтальпии льда $i_л=3{,}26\cdot10^5$ кДж/кг ($t_в=1{,}5$°С) и коэффициентах $\alpha_л=10$ кВт/(м²·К) ($\Delta t_{ст}=1$°С) и $\alpha_х=1{,}5$ кВт/(м²·К) намораживание при $t_х=-15$°С слоя ($\delta_л=0{,}0015$ м) льда с $\lambda_л=2{,}22\cdot10^{-3}$ кВт/(м·К) на стальной стенке [$\lambda_{ст}=58\cdot10^{-3}$ кВт/(м·К)] толщиной 0,008 м требует согласно приведенной ранее универсальной формуле

$$\tau = i_л \frac{\delta_л}{-t_х} \quad \Sigma R = 3{,}26 \times$$

$$\times 10^6 \frac{0{,}0015}{15}\left(\frac{1}{1{,}5}+\frac{0{,}008}{58\cdot10^{-3}}+\right.$$

$$\left.+\frac{0{,}5\cdot0{,}0015}{2{,}22\cdot10^{-3}}+\frac{1}{10}\right)=40{,}5\text{ с.}$$

Это время соответствует скорости льдообразования $W=0{,}0015/40{,}5=0{,}000037$ м/с и коэффициенту $\alpha_л=9{,}17\cdot334\cdot0{,}000037=11$ кВт/(м²·К), что близко к принятому в расчете. При отсутствии специального охлаждения воды в смесительном баке точный расчет должен учитывать кратность циркуляции воды, тепловыделение насоса и теплообмен в баке. По некоторым данным [18], время тонкослойного льдообразования для роторных льдогенераторов может быть меньше обычного расчетного.

Скребковые льдогенераторы, работающие в режиме получения льдоводяной пульпы (снежный лед с водой), могут быть использованы, в частности, как особо интенсивные водоохладители, так как теплообмен при льдообразовании обычно значительно превосходит теплообмен при конвекции. Также больше обычного и температурный напор.

Практическое постоянство тепловой нагрузки роторных льдогенераторов с тонкослойным намораживанием льда связано с малым влиянием изменения толщины льда и с автоматически быстро устанавливающимся тепловым балансом между компрессорно-конденсаторным агрегатом с терморегулирующим вентилем (ТРВ) и испарителем, соответствующим $Q_0=kf(0—t_0)$. Такой режим позволяет осуществить простой графический выбор необходимого

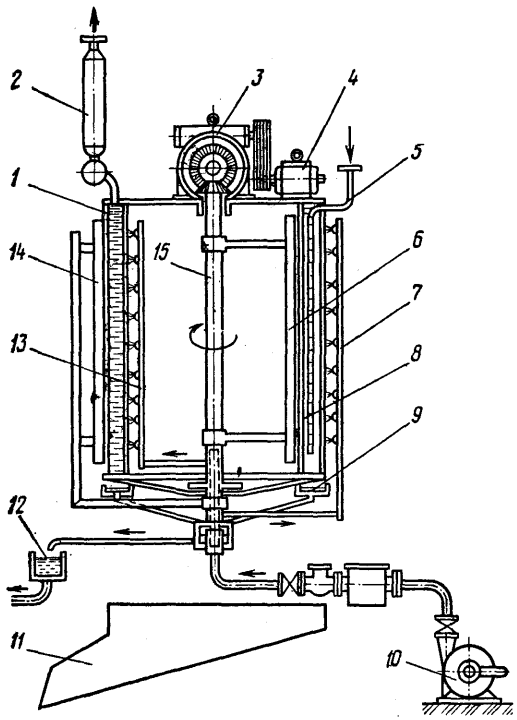


Рис. V—12. Скребковый льдогенератор с двусторонним намораживанием льда:

1 — наружный цилиндр испарителя; *2* — сухопарник; *3* — редуктор; *4* — электродвигатель; *5* — линия подачи холодильного агента; *6* — внутренний скребок (нож); *7* — наружный водооросительь; *8* — внутренний цилиндр испарителя; *9* — водосборник; *10* — водяной насос; *11* — льдоскат; *12* — слив излишка воды; *13* — внутренний водооросительь; *14* — наружный скребок (нож); *15* — несущий вал

для льдогенератора компрессорно-конденсаторного агрегата. На рис. V—11 приводится графическое совмещение тепловых характеристик роторного (скребкового) льдогенератора с испарителем площадью поверхности 1 м² при температуре воды около 0°С и холодильных агрегатов с компрессорами: а) типа 22ФВ-22 с номинальной холодопроизводительностью при стандартных условиях 27 кВт; б) типа 2ФУБС-9 холодопроизводительностью при стандартных условиях 16,3 кВт (при работе на R22). Льдогенератор в случае (*а*) производит лед в количестве не менее 180 кг/ч при холодопроизводительности Q_0=19,3 кВт, температуре t_0=—21°С и затрате работы в соответствии с теплоэнергетической характеристикой холодильного агрегата 160 кДж/кг. В случае (б) величина производительности 140 кг/ч, Q_0=15,3 кВт, t_0=—16,5°С и затрата работы 135 кДж/кг, что энергетически предпочтительнее. Температура t_0=—16,5°С близка к обычно энергетически оправданной температуре производства льда t_0=—15°С.

Скребковые льдогенераторы могут иметь испарители с односторонним и двусторонним намораживанием и съемом льда. Скребковые льдогенераторы (рис. V—12) типов ИЛ-300 (с габаритными размерами 1310×1070×1412 мм) и ИЛ-500 (1575×1360×1725 мм) обеспечивают при температурах воды $t_в$=28°С и холодильного агента (аммиак, фреон) t_0=—22°С производительность 300 и 500 кг/ч. Эти льдогенераторы [3, 12, 18] имеют вертикальные водооросители и испарители с двусторонним намораживанием и съемом льда (вращающимися скребками-ножами). При массе льдогенераторов 630 и 1600 кг они обеспечивают при t_0=—22°С съем 137 и 168 кг льда в час с 1 м² поверхности охлаждения.

Льдогенераторы Н1-ИЛ5А производительностью 200 кг/ч и Н1-ИЛ25А производительностью 1000 кг/ч оснащаются испарителями из стали 30 или алюминиевых сплавов. В результате замены обычных отечественных испарителей из коррозионно-стойкой стали Х18Н10Т толщиной 8—12 мм испарителями из хромированной стали марки Сталь 30 съем льда (при толщине его 0,5—1 мм) увеличивается [18] примерно в 1,5—2 раза, а при использовании испарителей из алюминиевых сплавов (АМГ5 и АД31) — еще более. Производительность скребковых льдогенераторов может быть увеличена [12] на 15—20% при насосной циркуляции холодильного агента и на 25% в случае охлаждения воды перед замораживанием с 25 до 2°С.

Краткие характеристики некоторых льдогенераторов НИКИ-МРП даны в табл. V—6.

Льдогенератор Н1-ИЛ25А массой 1600 кг имеет испаритель с площадью поверхности 4,75 м². При температуре воды $t_в$=15°С и холодильного агента t_0=—22°С льдогенератор обеспечивает производительность 18 т/сут (испаритель из стали марки Сталь 30 толщиной 8 мм) и 25 т/сут (испаритель из алюминиевого сплава АД-31 толщиной 12 мм).

Льдогенератор Н1-ИЛ25А конструктивно и по габаритным размерам почти аналогичен льдогенератору ИЛ-500, который при площади поверхности испарителя (из коррозионностойкой стали Х18Н10Т), равной 4,75 м², и температуре холодильного агента t_0=—25°С изготовляет 12 т льда в сутки при толщине стали 12 мм и 18 т в сутки при толщине 8 мм.

Скребковые льдогенераторы Л-250 производительностью 300 кг/ч при —22°С с односторонним намораживанием льда работают при рециркуляции воды или при ограниченной подаче воды без

Таблица V—6

Скребковые льдогенераторы НИКИМРП

Технические характеристики	ФИЛ-50/100	Л-200 «Амур»	ИЛ-300 «Пингвин»	Л-400	ИЛ-500
Производительность (при t_0=—22÷—25°С), кг/ч	150 (100 при t_0=—15°С)	200	300	400	500
Площадь поверхности льдообразования, м²	1	1,6	2,55	4	4,75
Расход холода при t_0=—25°С, Вт	20000	23000	35000	46500	58000
Размеры испарителя					
диаметр наружного цилиндра, мм	450	608	700	820	900
диаметр внутреннего цилиндра, мм	370	500	600	700	780
высота цилиндра, мм	475	550	700	920	910
общая длина льдогенератора, мм	748	985	1310	1310	1360
общая ширина льдогенератора, мм	920	1160	1070	1310	1575
общая высота льдогенератора, мм	900	1200	1412	1300	1725
Частота вращения режущего устройства, $с^{-1}$	0,13	0,15	0,15	0,2	0,12
Объем внутренней полости испарителя, л	15	35	45	80	85
Масса льдогенератора, кг	250	520	630	1560	1600
Мощность электродвигателя для скребков, кВт	0,45	1,5	2,2	4,5	2,0

ее рециркуляции и изготовляют при температуре t_0=—15÷—25°С сухой чешуйчатый лед. При избытке воды и повышенной температуре холодильного агента в случае соответствующей настройки скребков (ножей) эти льдогенераторы могут производить снежный лед влажностью до 20—25% или же льдоводяную пульпу, пригодную для перекачивания центробежным насосом.

В последние годы за рубежом все большее распространение получают фрезерные роторные льдогенераторы, в частности фирм «Йорк» (США), «Холл» (Англия), «Саброе» (Дания), «Нема» (ГДР). Такие льдогенераторы производят только чешуйчатый лед. Фрезерные льдогенераторы предприятия «Нема» с двусторонним намораживанием льда имеют следующие технические показатели (табл. V—7).

У льдогенератора КЕ-10 мощность электродвигателей для фрез составляет 0,4 кВт (примерно вдвое меньше, чем при использовании скребков) и для циркуляционного насоса — 0,6 кВт. Частота вращения группы фрез 0,032 $с^{-1}$ (против 0,13—0,20 $с^{-1}$ для применяемых у нас скребков). Удельный расход холода составляет около 460 кДж/кг льда.

Таблица V—7

Фрезерные льдогенераторы «Нема» (ГДР)

Тип льдогенератора	Производительность, т/сут	Масса, кг	Занимаемая площадь, м²
КЕ-5	6 (при t_0=—18°С)	650	1,2
КЕ-10	11 (при t_0=—15°С)	1160	2,5

Преимущество фрезерного льдогенератора с двусторонним намораживанием льда по сравнению со скребковым (с быстро затупляющимися, частично режущими лед скребками) — наличие винтовых фрез долговременного пользования, полностью скалывающих лед вдоль подложки. При принятой толщине намораживаемого льда 1,5÷2,5 мм, уже при t_0=—15°С получается хорошо отделяемый фрезами от испарителя чешуйчатый лед, температура которого не выше —5°С.

Фрезерные роторные льдогенераторы оснащают стальным твердохромированным и полированным испарителем со вставками, интенсифицирующими теплообмен, и емким ресивером-отделителем жидкости с терморегулятором уровня. Горизонтальные водооросители для лучшего охлаждения и осушения льда охватывают только $^3/_4$ поверхности испарителя. Применение 5—10-кратной рециркуляции воды всегда обеспечивает полное орошение испарителя и позволяет получать прозрачный чешуйчатый лед. Малые фрезерные льдогенераторы «Нема», агрегатированные с холодильной машиной, объединены в один блок в виде небольшого шкафа.

За рубежом для получения больших количеств снежного льда или пульпы иногда применяют горизонтальные скребковые льдогене-

раторы производительностью 25—30 т/сут проточного типа с повышенной скоростью движения скребков. Эти льдогенераторы могут соединяться с револьверными прессами, позволяющими при давлении до 10 МПа изготовлять из снежного льда брикеты массой до 0,7 кг. Снежнобрикетный лед получают также в вакуумных льдогенераторах фирмы «Линде» (ФРГ).

В СССР сконструирован [7] шнековый снегопресс, позволяющий за счет хорошего дренажа воды прессовать из снежного льда при давлении, несколько большем 0,1 МПа, цилиндрические льдоблоки по 5 кг плотностью около 890 кг/м³. Удельное потребление электроэнергии для прессования снежноблочного льда в установке со скребковым льдогенератором Л-250 составляет примерно 20 кДж/кг.

Принципиально новым методом получения снежного льда является способ производства льда, основанный на переохлаждении движущейся воды в охлаждаемых капиллярах и превращении ее в лед вне капилляров [2, 7]. В капиллярном льдогенераторе непрерывного действия с интенсивным внутриводным льдообразованием вне охладителя нет потерь от теплового сопротивления льда и его оттаивания или механического отделения. Льдогенератор не имеет движущихся частей, кроме насоса.

Агрегатные льдогенераторы. Агрегатные льдогенераторы, т. е. льдогенераторы, агрегатированные с холодильной машиной и электродвигателем, а иногда и с льдохранилищем, получают все большее распространение, особенно в торговле, где их производительность нередко достигает 40 кг/ч (1 т/сут) и более. Малые агрегатные льдогенераторы производительностью менее 1 кг/ч иногда встраиваются в торговые прилавки и домашние холодильные шкафы. Агрегатные льдогенераторы автономны и позволяют получать лед в необходимом количестве по мере надобности на месте потребления.

Конструкции агрегатных льдогенераторов наиболее разнообразны (сотни патентов), и они только отчасти повторяют описанные выше льдогенераторы, в основном производственного типа. Агрегатные льдогенераторы пищевого прозрачного льда производительностью 20—200 кг/ч можно успешно применять в специальных цехах, на продовольственных рынках, в ресторанах и фабриках-кухнях, в лабораториях и больницах. Наши агрегаты на базе льдогенераторов Н1-ИЛ5А производят чешуйчатый лед в количестве до 200 кг/ч.

На основе исследований [8] модели оросительного льдогенератора трубчатого льда ОЛ-25 разработан агрегатированный с холодильной машиной льдогенератор ОЛ-25/35, рассчитанный на серийное производство. Этот льдогенератор (рис. V—13) предназначен для получения пищевого прозрачного льда в виде мелких скорлуп насыпной массой около 500 кг/м³. В льдогенераторе ОЛ-25/35 лед намораживается снаружи орошаемых водой труб диаметром 57 мм и после теплонасосного оттаивания по команде реле времени дробится на льдодробилке. Холодильный компрессор ФВ6БС производительностью 7 кВт при стандартных условиях с водяным конденсатором обеспечивает намораживание и оттаивание льда: в количестве 35 кг/ч при температурах воды и воздуха 20°С и расходе электроэнергии 360 кДж/кг; в количестве 25 кг/ч при температурах воды 30°С и воздуха 45°С и расходе электроэнергии 550 кДж/кг. Масса агрегатного льдогенератора ОЛ-25/35 равна 850 кг.

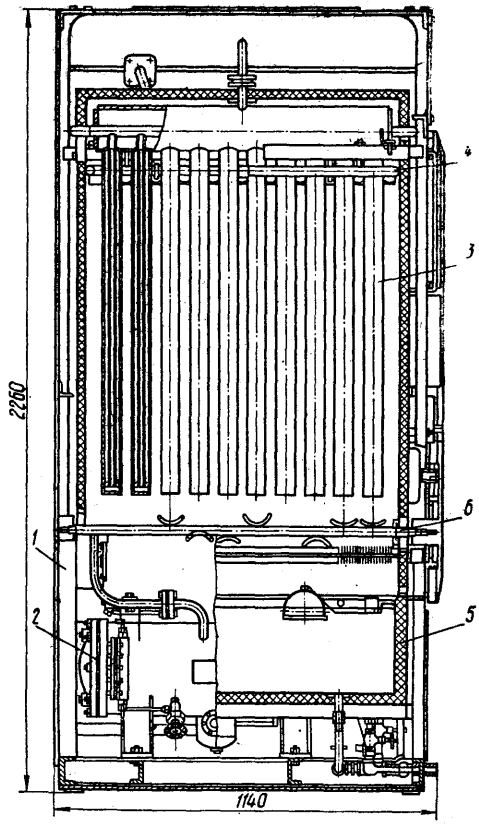


Рис. V—13. Агрегатный трубчатый льдогенератор ОЛ-25/35:
1 — корпус; *2* — компрессор с конденсатором; *3* — испаритель; *4* — водооросителъ; *5* — водяной бак (с насосом); *6* — льдодробилка

Для лабораторий, больниц и небольших ресторанов удобны малые агрегатные льдоге-

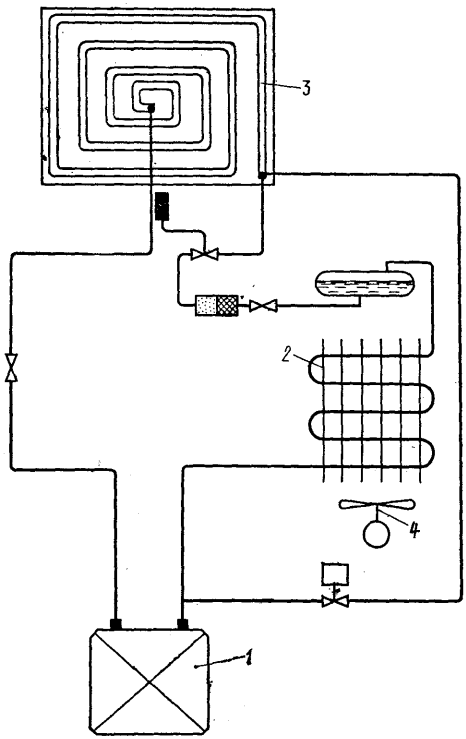


Рис. V—14. Холодильная схема кубикового льдогенератора «Торос-2»:
1 — компрессор; *2* — конденсатор; *3* — испаритель; *4* — вентилятор

нераторы ЛГ-10М и «Торос-2» [20], имеющие воздушные конденсаторы и производящие так называемый кубиковый лед в виде небольших параллелепипедов. Распространенный у нас кубиковый льдогенератор ЛГ-10М в виде шкафа (с габаритными размерами 1240×760×1250 мм) имеет массу 280 кг и производит 3,2 кг/ч пищевого прозрачного льда в кубиках размером 38×32×18 мм. Фреоновый холодильный компрессор ФАК-1,1VI с воздушным конденсатором и насосной системой циркуляции воды обеспечивает намораживание заданной пластины льда на наклонном панельном испарителе. После автоматического оттаивания горячими парами R12 ледяная пластина сдвигается на подогреваемую электричеством решетку и разделяется ею на кубики, которые и падают в льдохранилище вместимостью 70 кг. При заполнении льдохранилища компрессор останавливается, а при выемке части льда автоматически пускается. Установленная мощность электродвигателей 1 кВт. Заменяющий ЛГ-10М, аналогичный, но несколько более совершенный конструктивно, кубиковый льдогенератор «Торос-2» (рис. V—14) обеспечивает при температуре воздуха 15°С производительность 1,7 кг кубикового льда в час (40 кг в сутки). Льдогенератор имеет льдохранилище, рассчитанное на 25 кг льда, и при установленной мощности электродвигателей 0,3 кВт использует в среднем 0,2 кВт в час.

Технические характеристики малых японских льдогенераторов кубикового льда (типичная серия) приведены в табл. V—8.

Таблица V—8

Малые японские льдогенераторные агрегаты

Номер типа льдогенератора	Производительность кг/сут	Мощность электродвигателей Вт	Охлаждение конденсатора	Вместимость льдохранилища кг	Масса льдогенератора, кг
1	10	100	Воздушное	2	43
2	20	200	»	8	52
3	40	250	»	15	87
4	75	400	Водяное	35	116
5	180	750	»	100	252

Малый роторный льдогенератор чешуйчатого льда KE01 производства предприятия «Нема» (ГДР), масса которого 100 кг, а габаритные размеры шкафа 450×600×1300 мм, включает льдохранилище на 40 кг льда. При установленной электрической мощности 0,8 кВт льдогенератор имеет холодопроизводительность 580 Вт и изготовляет 3,3 кг льда в час.

Кроме общеизвестных простейших мини-льдогенераторов в домашних холодильниках (ГОСТ 16317—76) заслуживают внимания термоэлектрические льдогенераторы. Несмотря на малую энергетическую эффективность ($\varepsilon<1$), такие мини-льдогенераторы уже внедряются благодаря своей компактности и надежности. По зарубежным данным, стоимость термоэлектрического льдогенератора, рассчитанного на получение 14 кг льда в сутки, такая же, как и у обычного льдогенератора производительностью 45 кг в сутки.

Ледяные аккумуляторы холода. Особое место среди льдогенераторов занимают ледяные аккумуляторы холода, так как лед из них не выдается потребителям, а используется на месте, в частности для охлаждения циркулирующей воды. Такие аккумуляторы холода компактны и экономично применяются в периоды пиковых тепловых нагрузок, например в химической и молочной промышленности, а также

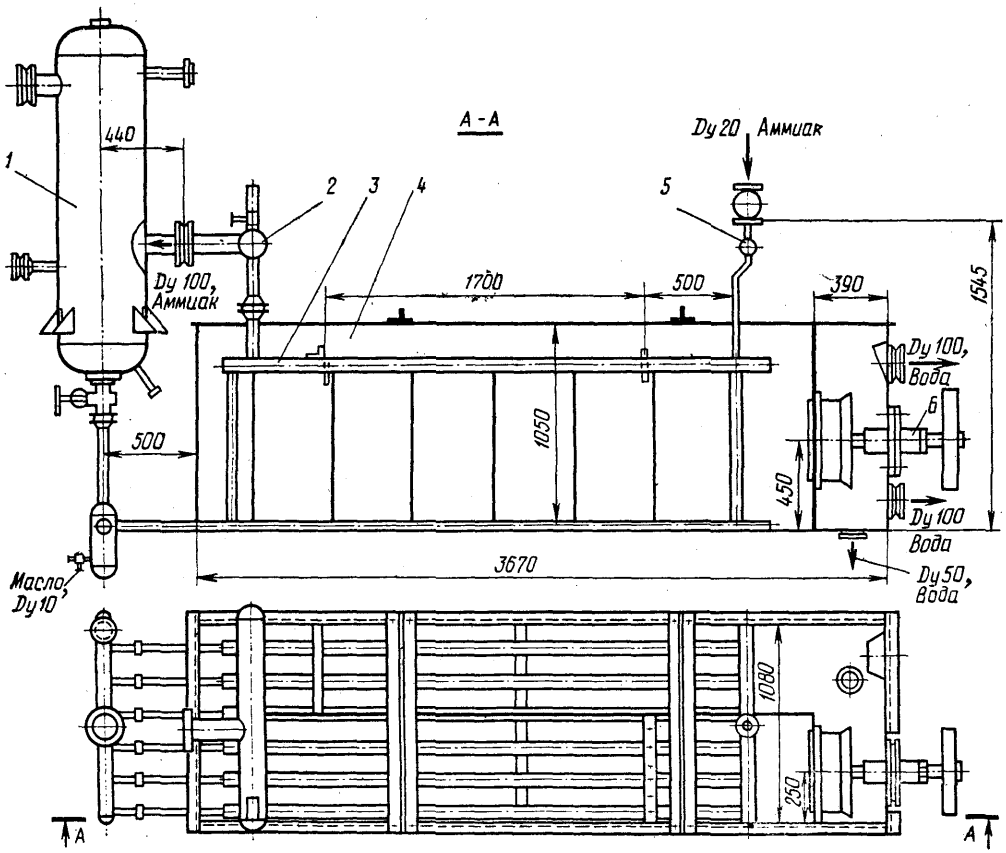


Рис V—15. Ледяной холодоаккумулятор панельного типа:
1 — отделитель жидкости; *2* — коллектор; *3* — секция испарителя; *4* — бак; *5* — распределитель аммиака; *6* — мешалка

при кондиционировании воздуха, где позволяют уменьшать мощность холодильных компрессоров и использовать электроэнергию в ночной период. Ледяные аккумуляторы холода бывают: без отделения льда; с отделением льда (фригаторные); зероторного типа. Подробные рекомендации по проектированию холодоаккумуляторов изложены в [19].

В качестве основных удельных технических показателей холодоаккумуляторов могут быть приняты:

холодоемкость rG/V;

холодовосприятие $rG/V\tau_з$;

холодоотдача $rG/V\tau_р$,

где r — удельная теплота льдообразования; G — масса льда; V — объем аккумулятора холода (или его масса), $\tau_з$ и $\tau_р$ — время зарядки и разрядки (намораживание и таяние льда).

В необходимых случаях должны учитываться также соответствующие изменения энтальпии массы воды, льда и самого аккумулятора холода. Дополнительными характеристиками являются средние и крайние значения коэффициентов теплопередачи и температур воды. Технико-экономические показатели аккумуляторов холода в принципе принимают такими же, как и для льдогенераторов.

Аккумуляторы холода без отделения льда (с намораживанием 450 кг льда на панелях) применены в агрегатах типа МХУ-8С (7 кВт) и ТОМ-2А (10 кВт) для охлаждения молока на фермах. Разработана серия льдоаккумуляторных панельных водоохладителей типа АВ холодопроизводительностью от 3,5 до 14 кВт. Большие аккумуляторы для молочной промышленности представляют собой (рис. V—15) известные серийные испарители типа ИП (с площадью поверхности охлажде-

ния 60, 90, 120 и 160 м²). Баки испарителей теплоизолированы. Испытания холодоаккумулятора площадью охлаждающей поверхности 30 м² (на базе 60ИП) с мешалкой мощностью 1 кВт [16] показали, что при использовании компрессора холодопроизводительностью (при стандартных условиях) около 35 кВт и наличии 3,2 м³ воды температурой 17°С за 6,5 ч намораживается слой льда толщиной 60 мм. При этом средний коэффициент теплопередачи составляет около 116 Вт/(м²·К), а расход электроэнергии на 1 т льда — 144 МДж. Время таяния льда при подаче воды в количестве 17 м³/ч температурой 5°С и работе мешалки составляет около 1,5 ч (температура воды на выходе 2—3°С).

По зарубежным данным, в больших аккумуляторах холода (при холодопроизводительности установок 1 МВт и более) применяют в основном вертикально-трубные испарители высотой до 3—4 м. При этом на 1 м² труб намораживается 120 кг льда, а скорость движения воды при оттаивании составляет от 0,2 до 0,4 м/с. В аккумуляторе холода, рассчитанном на 45 т льда, на каждую тонну льда приходится: а) холодопроизводительность 54 кВт (таяние льда при охлаждении воды на 5—6°С); б) потери холода 150 Вт; в) расход воздуха в случае перемешивания воды барботированием 1,6 м³/мин.

Высокоэффективные фригаторные аккумуляторы холода с роторными льдогенераторами скребкового и фрезерного типов (располагаемыми над льдохранилищами с орошением льда водой) применяют преимущественно для средних производительностей. Преимуществами их являются более интенсивное намораживание и растаивание льда; экономичность получения воды и льдоводяной пульпы температурой около 0°С и ниже (при замораживании рассолов); возможность непрерывного намораживания льда и выдачи его в периоды разрядки. В отличие от других такие аккумуляторы холода обеспечивают при увеличении времени зарядки значительный рост поверхности холодоотдачи. Скребковый аккумулятор холода с холодильной машиной холодопроизводительностью 20 кВт может при двух зарядках по 10 ч заменить машину холодопроизводительностью 100 кВт, работающую для охлаждения молока два раза в сутки по 2 ч. Коэффициент аккумуляции холода при этом составит 5. Недостатками скребковых аккумуляторов холода [11] кроме наличия движущихся частей являются увеличенная вместимость баков на 1 т льда (3,75 м³ вместо 2,5 м³) и некоторая неравномерность таяния льда. Для лучшего использования сильно развитой поверхности чешуйчатого льда (около 1 тыс. м² на 1 т льда) желательно применение интенсивного перемешивания слипающихся чешуек льда посредством орошения барботажа или акустических колебаний.

Зероторные аккумуляторы холода (зероторы) стационарного и передвижного типа применяют в торговой сети, на автотранспорте и даже в быту (взамен кубикового льда). В металлических и пластмассовых зероторах в виде герметичных льдоформ или полых панелей замораживают воду или рассол с учетом их фазового расширения. Переносные зероторы замораживают в морозильных аппаратах, а стационарные и автотранспортные зероторы замораживают путем постоянного или временного присоединения их внутренних змеевиков к холодильной машине.

Льдозаводы. Льдозаводы бывают стационарными и передвижными. Стационарные льдозаводы обычно состоят из компрессорного отделения, льдогенераторной, льдохранилища с льдоразделочными и погрузочными машинами и платформой для выдачи льда. Наиболее экономичны льдозаводы при хладокомбинатах и холодильниках.

По производительности льдозаводы разделяются на малые (льдоцехи) — менее 25 т/сут, средние — от 25 до 100 т/сут и большие — свыше 100 т/сут. Вместимость льдохранилища, температура в котором —5°С, на современных льдозаводах соответствует в зависимости от назначения 1—10-суточной льдопроизводительности. Общая паспортная производительность наших судовых льдозаводов более 10 тыс. т/сут. Производительность отдельных советских льдозаводов достигает 180 т/сут (на железных дорогах) и 360 т/сут (в рыбной промышленности). Льдозаводы на железных дорогах и при рыбных предприятиях [17] обеспечены всей механизацией, необходимой в частности для загрузки льдом и солью вагонов-ледников (составляющих около 20% изотермического парка) и льдоснабжения рыболовецких судов (рис. V—16). Льдозаводы в поездах и на автомобилях имеют производительность до 25 т/сут, судовые же льдозаводы изготовляют лед в количестве до 100 т/сут и более. Передвижные льдозаводы обычно состоят из льдогенераторной с небольшим льдохранилищем и отделением с холодильными машинами и двигателями. При эксплуатации льдозаводов всех видов следует строго соблюдать правила безопасности и производственной санитарии. За рубежом и у нас наряду с ростом производства льда непосредственно у потребителей развивается и промышленное изготовление льда. При этом основная тенденция — переход к автоматизированному производству трубчатого и пластинчатого, чешуйчатого и брикетного льда, сохраняемого в механизированных бункерах. По сравнению с обычным блочным льдом себестоимость трубчатого (также пластинчатого) и чешуйчатого (также снежного)

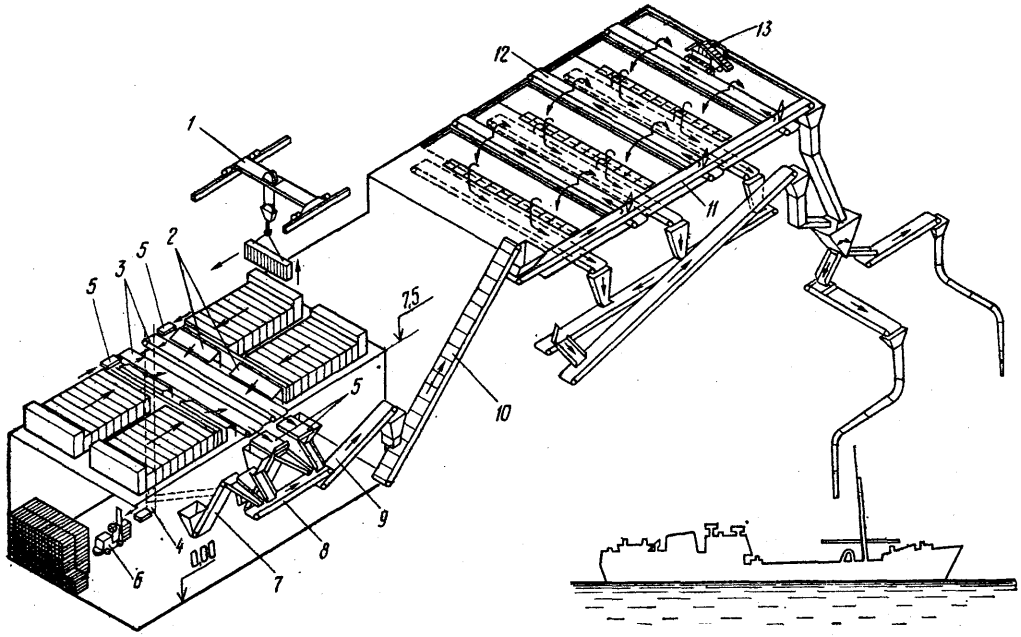


Рис. V—16. Льдозавод Мурманского рыбного порта:

1 — кран; *2* — льдогенераторы; *3* — реверсивный транспортер; *4* — винтовой спуск; *5* — пневмотолкатель; *6* — электропогрузчик; *7, 8, 9* — скребковые транспортеры; *10* — элеватор; *11* — распределительный транспортер; *12* — транспортеры разные с бункерами; *13* — загрузочная машина МВС-3

льда меньше примерно на 35 и 45%, поэтому при технологической допустимости предпочтение отдают этим видам льда. При технологической необходимости в блочном льде предпочтение отдают трубчато-блочному льду или трубчато-плитному, которые на 25% дешевле обычного блочного льда, получаемого в льдогенераторах рассольного охлаждения. За рубежом блочный лед перед отпуском с льдозаводов часто подвергают разделке, сортировке и упаковке посредством специальных машин. У нас (например, на льдозаводе при Московском холодильнике № 9) часть льдоблоков распиливают при —5°С многодисковой электропилой на куски массой несколько более 3 кг, заворачивают в крафт-бумагу и упаковывают в коробки вместимостью 16 кг. Стоимость продаваемого льда при этом возрастает в 2,4 раза. Трубчатый лед частично упаковывают в полиэтилен.

Использование льда. Значительная часть льда потребляется на транспорте и в торговле [20]. Пищевой лед, изготовляемый в домашних холодильниках и в ресторанных льдогенераторах, используют с водой, чаем, кофе, фруктовым и томатным соком, спиртными напитками, холодными первыми блюдами и др. Различные виды мелкого льда и льдоводяной пульпы широко применяют в современной промышленной технологии для быстрого охлаждения: при осуществлении экзотермических химических реакций; при снятии теплоты схватывания цемента в бетоне; при изготовлении мясного фарша для колбас и регулировании подъема хлебопекарного теста; при холодильной обработке птицы и рыбы. Кроме того, мелкий лед используют для охлаждения молока и напитков в бутылках и для медицинских целей.

В зависимости от назначения используют мелкий пресный, соленый и бактерицидный лед. Кроме трубчатого, пластинчатого и снежного льда применяют и измельченный блочный лед. Для измельчения льда используют льдодробилки и снеговальные агрегаты. Для бесконтактного охлаждения обычно достаточно раздробления льда на льдодробилке до кусков диаметром 30—60 мм (для охлаждения бутылок — диаметром 10—20 мм). В случае непосредственного контакта, в частности, с охлаждаемыми пищевыми продуктами желательно измельчение пищевого льда снеговальными агрегатами до гранул диаметром 2—4 мм. Потребность в льде обычно составляет 30—100% охлаждаемой массы.

Масса льда $G_л$, необходимого для охлаждения на Δt°С массы продуктов $G_{пр}$ теплоемкостью $c_{пр}$, составляет $G_л = G_{пр} c_{пр} \Delta t / r$, где r — теплота плавления льда. Кроме того, рассчитывают обычным путем внешние потери льда.

Общий расход льда составляет, например, относительно массы рыбы на судах-рефрижераторах 45%, а на неизотермических судах — 100% (при температуре атмосферы 20—25°С).

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

b_1 — толщина слоя льда, см;
b_2 — ширина слоя льда, см;
c — удельная теплоемкость, кДж/(кг·°С);
E — модуль Юнга, МПа;
f — сечение, м²;
G — масса, кг;
G — модуль сдвига, МПа;
Gr — число Грасгофа;
g — масса, т, кг;
g — удельная производительность, кг/(м²·ч·°С);
I — энтальпия, кДж;
i — удельная энтальпия, кДж/кг, кДж/м³;
k — коэффициент теплопередачи, кВт/(м²·°С);
N — работа, кДж;
n — удельная работа, кДж/кг;
n — отношение толщины к ширине слоя льда;
Nu — число Нуссельта;
Pr — число Прандтля;
p — давление, МПа, кПа;
Q_0 — холодопроизводительность, кВт;
q — удельная холодопроизводительность, кДж/кг;
R — термическое сопротивление, м²·°С/кВт;
r — удельная теплота плавления, кДж/кг;
Re — число Рейнольдса;
S — периметр, м;
s — удельная теплота растворения, кДж/кг;
t — температура, °С;
t_0 — температура кипения хладагента, °С;
V — объем, м³;
w — скорость, м/с;
α — коэффициент теплоотдачи, кВт/(м²·°С);
δ — толщина слоя, м;
ε — холодильный коэффициент;
η — коэффициент использования льда;
η — коэффициент полезного действия;
Θ — число градусо-суток (градусо-часов) в течение сезона;
λ — теплопроводность, Вт/(м·°С), кВт/(м·°С);
$\mu_к$ — коэффициент кинематического трения;
$\mu_с$ — коэффициент статического трения;
ξ — концентрация, кг/кг;
ρ — плотность, кг/м³;
σ — напряжение, МПа;
τ — время, с, ч;
φ — относительная влажность воздуха, %;
Ψ — коэффициент формы.

Индексы

0 — при нормальных условиях;
б — безморозный;
в — вода;
д — дополнительное оборудование;
з — зарядка;
к — компрессор;
л — лед;
м — морозный;
н — намороженный;
п — паразитный;
пр — охлаждаемые продукты;
р — разрядка;
с — соль;
ср — среднее значение;
ст — стенка;
т — теплопередающий;
т — таяние, растаявший;
х — холодильный агент, хладоноситель;
′ — соль относительно льда.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Автоматический* завод по производству пищевого трубчатого льда на Московском холодильнике № 9/[Г. Попов, И. Яцунов, В. Батраков, И. Шнайдерман].— Холодильная техника, 1967, № 12, с. 14—18.

2. *А. с.* 132 244.—Б. И., 1960, № 19.

3. *Аршанский С. Н., Синкевич Э. Я.* Льдозаводы.— М.: Пищевая промышленность, 1968.—268 с.

4. *Бобков В. А.* Рекомендации по применению холодильной техники для сохранения продовольствия на Севере.— М.: ВНИХИ, 1971.—56 с.

5. *Бобков В. А.* Автоматизированный льдогенератор для производства трубчатоблочного льда.— В сб.: Хладагенты и аппараты. М., 1970, с. 82—94.

6. *Бобков В. А.* Использование естественного холода для сохранения продовольствия.— М.: ВНИХИ, 1968.—58 с.

7. *Бобков В. А.* Производство и применение льда.— М.: Пищевая промышленность, 1977.—230 с.

8. *Бобков В. А.* Исследование автоматического льдогенератора для производства дробленого пищевого льда.— М.: Госторгиздат, 1961.—32 с.

9. *Вайнер А., Карелин С., Реморов А.* Льдогенератор трубчатого типа.— Холодильная техника, 1967, № 12, с. 18—22.

10. *Горохов Г.* Типовые проекты первичных молочных заводов.— Молочная промышленность, 1959, № 7, с. 24—29.

11. *Иванова Р., Коробов А.* Аккумуляторы

холода с льдогенераторами чешуйчатого льда.

12. *Конокотин Г. С.* Льдогенераторы для судов рыбной промышленности.— Холодильная техника, 1968, № 10, с. 32—36.

13. *Кудряшов Н. Т.* Механизация намораживания льда.— М.: ЦИНТИпищепром, 1960.— 56 с.

14. *Лавров В. В.* Деформация и прочность льда.— Л.: Гидрометеоиздат, 1969.—205 с.

15. *Миронов Н. Г.* Строительство и эксплуатация подземных холодильников.— М.: Наука, 1967.—72 с.

16. *Панельный* аккумулятор ледяной воды для молочных предприятий/[Р. Иванова, В. Лаврова, Ю. Кашкина, А. Харченко, А. Шувалов].— Холодильная техника, 1968, № 8, с. 7—10.

17. *Проектирование* холодильных сооружений. Справочник.— М.: Пищевая промышленность, 1978.—355 с.

18. *Ржевская В., Степанова Л., Фомин Н.* Исследование намораживания тонких слоев льда в аппаратах непрерывного действия.— Холодильная техника, 1973, № 5, с. 19—23.

19. *Рекомендации* по проектированию аккумуляторов холода.— Холодильная техника, 1981, № 1, с. 47—51.

20. *Малые* холодильные установки и холодильный транспорт. Справочник. Холодильная техника.— М.: Пищевая промышленность, 1978.—238 с.

21. *Ткачев А. Г., Бучко Н. А.* Конвективный теплообмен жидкости при затвердении и плавлении на поверхности погруженных в нее тел.— Труды Координационного совета по гидротехнике.— Л.: Энергоиздат, 1964, вып. 10, с. 210—223.

22. *Ткачев А. Г.* Теплообмен при плавлении льда в свободно движущейся воде.— Труды ЛТИХПа, 1953, т. IV, с. 49—53.

23. *Хелемский М., Кудряшов Н.* Методы хранения замороженной и свежей свеклы в кагатах под ледяной оболочкой.— М.: Пищепромиздат, 1956.—54 с.

24. *Холодильная* техника. Энциклопедический справочник.— М.: Госторгиздат, 1961, т. II—575 с.

25. *Чикваидзе К. И.* Применение льда для охлаждения бетонной смеси.— Гидротехническое строительство, 1964, № 10, с. 31—34.

26. *Чуклин С., Парцхаладзе Э.* Намораживание льда на плоской стенке в воде переменной температуры.— Холодильная техника и технология Киев, Техника, 1970, вып. 10, с. 82—89.

27. *Шаталина И. Н.* Учет размеров и формы тающего льда.—Труды Координационного совета по гидротехнике, Л.: Энергия, 1973, вып. 81, с. 32—37.

28. *Щелоков В. К.* Ледяные хранилища.— М.: Наука, 1967.—120 с.

ГЛАВА VI
КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Кондиционирование воздуха — отрасль техники (а также совокупность процессов), обеспечивающая поддержание в помещениях заданных параметров воздуха, оптимальных с точки зрения самочувствия людей (комфортное кондиционирование воздуха) или необходимых для проведения какого-либо технологического процесса (технологическое кондиционирование воздуха).

Основные параметры воздуха, выбираемые в качестве объектов автоматического регулирования,— его температура и относительная влажность. Кроме того, установки кондиционирования воздуха поддерживают в помещении (обычно без автоматического регулирования) и некоторые другие параметры, такие, как скорость движения воздуха, степень запыленности, газовый состав, отсутствие или, наоборот, наличие запахов, степень ионизации.

В летнее время кондиционирование воздуха осуществляется обычно с отводом теплоты из помещений (летнее кондиционирование воздуха средствами холодильной техники с помощью холодильных машин или каких-либо устройств безмашинного охлаждения).

Зимой, наоборот, в большинстве случаев кондиционирование воздуха осуществляется с подводом теплоты в помещение средствами отопительной техники (зимнее кондиционирование воздуха).

Регулирование влажности летом и зимой в зависимости от интенсивности влаговыделений в помещении может осуществляться путем увлажнения или осушения подаваемого воздуха. Летом чаще всего требуется осушение, а зимой — увлажнение.

Установки круглогодичного кондиционирования воздуха объединяют функции как летнего, так и зимнего кондиционирования воздуха вместе с промежуточными, переходными режимами в осеннее и весеннее время.

В настоящем справочнике в основном приведены сведения о летнем кондиционировании воздуха, связанном с применением холодильной техники.

К кондиционированию воздуха относятся также регулирование газового состава и удаление запахов, осуществляемое обычно путем вентилирования помещений (наиболее простой и дешевый способ). В ряде случаев (подводные лодки, космические корабли, хранение плодов в регулируемой газовой среде и др.) газовый состав регулируется путем поглощения вредных газов различными веществами без вентилирования помещения. Вентилирование можно не применять также при отсутствии людей в кондиционируемых помещениях и в тех случаях, когда в помещениях нет выделения вредных газов.

ТЕПЛОВОЙ И ВЛАЖНОСТНЫЙ БАЛАНСЫ ПОМЕЩЕНИЯ

Все статьи теплового и влажностного балансов можно разделить на две группы: не зависящие от параметров наружного воздуха и зависящие от них. К первой группе относятся следующие статьи теплового баланса: тепловыделение людьми $Q_л$, оборудованием и обрабатываемыми материалами $Q_{об}$, а также искусственным освещением $Q_{ос}$. Эти статьи соответствуют притоку теплоты в помещение, т. е. являются положительными.

Ко второй группе статей теплового баланса относятся: приток теплоты через ограждения $Q_{ог}$, приток теплоты с наружным воздухом, поступающим за счет инфильтрации через неплотности ограждений $Q_{инф}$, и приток теплоты с вентиляционным воздухом $Q_{вент}$. Эти статьи теплового баланса летом положительны, а зимой отрицательны.

Общее количество теплоты Q_0 (в кВт), которое должно быть отведено в воздухоохладителе холодильной установки,

$$Q_0 = Q_{нз} + Q_{зв} + Q_{пот} = Q_л + Q_{об} + Q_{ос} + Q_{ог} + Q_{инф} + Q_{вент} + Q_{пот}, \quad (VI—1)$$

где $Q_{нз}$ — теплоприток, не зависящий от параметров наружного воздуха;

$$Q_{нз} = Q_л + Q_{об} + Q_{ос};$$

$Q_{зв}$ — теплоприток, зависящий от параметров наружного воздуха;

$$Q_{зв} = G_{ог} + Q_{инф} + Q_{вент};$$

$Q_{пот}$ — приток теплоты в кондиционере и воздуховодах через изоляцию, а также тепловой эквивалент работы вентилятора.

К первой группе статей влажностного ба-

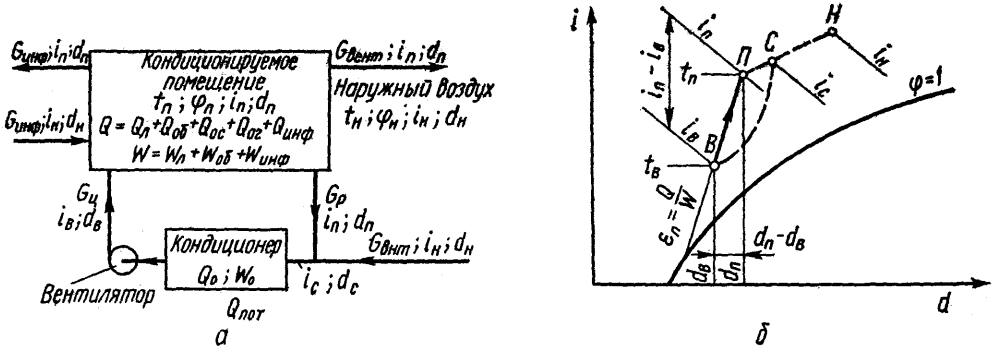


Рис VI—1. Баланс теплоты, влаги и воздуха в помещении:
а — общая схема; *б* — *d*, *i*-диаграмма

ланса относятся влаговыделения людьми $W_л$, оборудованием и обрабатываемыми материалами $W_{об}$. Обычно эти статьи бывают положительными.

Ко второй группе относятся приток влаги с наружным инфильтрационным и вентиляционным воздухом $W_{инф}$ и $W_{вент}$, летом обе эти статьи обычно положительны, а зимой отрицательны.

Общее количество влаги $W_о$ (в кг/с), которое должно быть отведено в воздухоохладителе холодильной установки,

$$W_о = W_{нз} + W_{зв} = W_{об} + W_{инф} + W_{вент}. \qquad (VI—2)$$

Здесь $W_{нз}$ — влагоприток, не зависящий от параметров наружного воздуха;

$$W_{нз} = W_л + W_{об};$$

$W_{зв}$ — теплоприток, зависящий от параметров наружного воздуха;

$$W_{зв} = W_{инф} + W_{вент}.$$

Общая схема теплового, влажностного и воздушного балансов обычной установки кондиционирования воздуха с вентилируемым помещения показана на рис. VI—1, *а*. Рециркуляционный воздух, массовый расход которого $G_р$ забирается из помещения, смешивается с вентиляционным воздухом ($G_{вент}$), проходит через кондиционер, и общее количество циркуляционного воздуха подается в количестве $G_ц$ вентилятором в помещение. Из помещения вентиляционный воздух удаляется через неплотности, специальные отверстия или с помощью вытяжного вентилятора. Воздух, подаваемый в помещение, должен поглотить количество теплоты Q и влаги W:

$$Q = Q_л + Q_{об} + Q_{ос} + Q_{ог} + Q_{инф};$$

$$W = W_л + W_{об} + W_{инф}.$$

Для расчета процесса кондиционирования воздуха в помещении можно составить следующие три балансовых уравнения:

теплоты $Q = G_ц\ (i_п - i_в)$; (VI—3)

влаги $W = G_ц\ (d_п - d_в)$; (VI—4)

воздуха $G_ц = G_р + G_{вент}$, (VI—5)

где $i_п$ — удельная энтальпия воздуха, удаляемого из помещения, приравниваемая к расчетной энтальпии воздуха в рабочей зоне (рабочей называют зону, где требуется поддержание расчетных параметров воздуха). В высоких помещениях (свыше 3 м) с большими тепловыделениями (залы кинотеатров, помещения для ЭВМ и др.) она имеет несколько большее значение; $i_в$ — удельная энтальпия воздуха, подаваемого в помещение; $d_п$ и $d_в$ — влагосодержание воздуха в помещении и воздуха, подаваемого в помещение.

При постоянных массовых расходах подаваемого в помещение воздуха $G_ц$ и его параметрах в помещении $i_п$ и $d_п$ уравнения балансов теплоты и влаги (VI—3) и (VI—4) будут справедливы, если переменным величинам Q и W соответствуют переменные параметры подаваемого в помещение воздуха $i_в$ и $d_в$. Линия ВП изменения состояния воздуха в помещении в *d*, *i*-диаграмме будет характеризоваться тепловлажностным отношением (рис. 1, б)

$$\varepsilon_п = Q/W = (i_п - i_в)/(d_п - d_в).$$

Ориентировочные значения $\varepsilon_п$ для различных помещений приведены в табл. VI—1.

Разъяснение различных терминов, относящихся к влажному воздуху, см. в справочнике данной серии «Теплофизические основы получения искусственного холода» (М.: Пищевая промышленность, 1980, с. 164—175 и 179—180).

Разность энтальпий $i_п - i_в$ можно выразить

Таблица VI—1

Средние значения тепловлажностного отношения $\varepsilon_п$ и соответствующих им коэффициентов влаговыпадения $\xi_п$ летом в разных помещениях

Помещения	$\varepsilon_п$, кДж/кг	$\xi_п$
Квартиры, номера гостиниц	15000—20000	1,2—1,4
Малопосещаемые магазины	12 000	1,25
Многопосещаемые магазины, рестораны, кафе	9 000	1,4
Театры, кинотеатры, аудитории	8000	1,45

через располагаемый температурный перепад приточного воздуха

$$\Delta t_{\text{расп}} = t_{\text{п}} - t_{\text{в}};$$

$$i_{\text{п}} - i_{\text{в}} = \xi_{\text{п}} c_{\text{вл}} \Delta t_{\text{расп}},$$

где $\xi_п$ — коэффициент влаговыпадения, соответствующий тепловлажностному отношению в помещении $\varepsilon_п$; $c_{вл}$ — теплоемкость влажного воздуха.

Задаваясь значением $\Delta t_{расп}$, по уравнению (VI—6) определяют разность энтальпий $i_п - i_в$, а затем по уравнению (VI—3) — массовый расход воздуха $G_ц$.

В зависимости от типа устройства для выпуска воздуха и характера помещения $\Delta t_{расп}$ изменяется от 4 до 18°С. Желательно принимать возможно большие значения $\Delta t_{расп}$, так как это позволяет сократить сечение каналов и уменьшить размеры вентилятора. При проектировании системы кондиционирования воздуха $\Delta t_{расп}$ рассчитывают в зависимости от принятой системы воздухораспределения так, чтобы обеспечить в рабочей зоне допустимое отклонение от требуемой температуры в пределах от 0,5 до 1°С. В системах кондиционирования воздуха с выпуском его через решетки $\Delta t_{расп} \leqslant 6 \div 8$°С. В современных системах с эффективным распределением воздуха (через потолочные анемостаты или перфорированный потолок) $\Delta t_{расп} \leqslant 15 \div 18$°С. При расчете местных и автономных кондиционеров с бесканальной подачей воздуха $\Delta t_{расп} = 10 \div 12$°С.

Балансы теплоты и влаги всей установки кондиционирования воздуха могут быть представлены следующими уравнениями:

$$Q_0 = Q + Q_{\text{пот}} + Q_{\text{вент}} = G_{\text{ц}} (i_{\text{с}} - i_{\text{в}});$$

$$W_0 = W + W_{\text{вент}} = G_{\text{ц}} (d_{\text{с}} - d_{\text{в}}),$$

где $i_с$ и $d_с$ — параметры смеси рециркуляционного и вентиляционного воздуха при входе в кондиционер (см. рис. VI—1).

Величина Q_0 равна холодопроизводительности нетто холодильной машины. Если в кондиционере при летнем режиме осуществляется нагревание воздуха в калорифере, то к величине Q_0 должна быть добавлена его теплопроизводительность.

Для предварительных подсчетов можно использовать укрупненные показатели (табл. VI—2).

Таблица VI—2

Приблизительные значения удельной холодопроизводительности на 1 м² площади пола q_{F_0} (в Вт/м²) в установках кондиционирования воздуха

Помещения	Площадь пола на одного человека F м²/чел.	q_{F_0}, Вт/м²
Жилые помещения (квартиры, номера гостиниц)	30	40
	20	60
	10	90
Учреждения, банки, музеи, библиотеки	12	70—100
	8	90—150
	4	160—250
Универмаги, магазины	6	90—160
	4	120—180
	2	160—250
Рестораны, кафе, столовые	3	160—200
	2	250—350
	1,5	300—450
Театры, кинотеатры, аудитории	1,0	200—250
	0,5	300—400

Значения q_{F_0} для производственных помещений в большой степени зависят от тепловыделений технологического оборудования и поэтому являются резко переменными. Максимальные значения их могут достигать 1000 Вт/м².

РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

Климат различных районов СССР характеризуется большим разнообразием — от арктического до субтропического. Климатическое районирование СССР, учитывающее влияние различных факторов летнего и зимнего климата на строительство, приведено в СНиП II—33—75. Для летнего кондиционирования воздуха целесообразно применять упрощенное

Таблица VI—3

Характеристика климатических зон СССР

Характеристика	I	II	III	IV	V
Число жарких дней в году	До 25	25—50	50—100	100—150	150
Число часов с температурой свыше 20°С	До 600	600—1200	1200—2400	2400—3600	3600
Расчетная температура воздуха (параметры Б табл. VI—4), °С	25—28	26—30	29—36	30—39	39—50

климатическое зонирование, основанное на годовом числе жарких дней со средней суточной температурой свыше 20°С, которое характеризует степень использования холодильного оборудования.

Характеристика отдельных климатических зон СССР приведена в табл. VI—3.

Комфортное летнее кондиционирование воздуха с применением холодильного оборудования в I и II зонах целесообразно применять лишь в наиболее теплонапряженных помещениях (театры, кино, лекционные залы и др.). В III зоне его целесообразно применять во всех зданиях общественного пользования, а частично — и в жилых зданиях. В IV и V зонах летнее кондиционирование воздуха необходимо применять во всех помещениях, в которых находятся люди, в том числе и в жилых.

Технологическое кондиционирование воздуха в меньшей степени зависит от зонального климата. При необходимости иметь пониженные температуру или влажность воздуха в помещениях приходится применять холодильное оборудование и в северных прохладных районах.

Расчетные параметры наружного воздуха в летнее время для различных городов СССР приведены в табл. VI—4. Расчетные параметры наружного воздуха даны в ней в трех вариантах (А, Б, В), соответствующих различной степени обеспеченности поддержания требуемых параметров воздуха в помещении.

Параметры А — за расчетные приняты средняя температура (и энтальпия) воздуха самого жаркого месяца в 13 ч, превышение которых наблюдается не более 400 ч в году.

Параметры Б — температура и энтальпия воздуха, превышение которых наблюдается не более 200 ч в году.

Параметры В — расчетная температура и энтальпия наружного воздуха соответствуют максимальным их значениям, наблюдаемым в данной местности.

Для параметров А и Б в табл. VI—4 приведены значения степени обеспеченности (в %), рассчитанные по формуле

$$f = \frac{z_{20} - z_{но}}{z_{20}} 100,$$

где z_{20} — число часов в году с температурой свыше 20°С; $z_{но}$ — число часов в году с превышением расчетных параметров (необеспеченность).

Для параметров В $f = 100\%$ ($z_{но} = 0$).

Как видно из табл. VI—4, параметрам А соответствует слишком низкая степень обеспеченности, и поэтому такие значения параметров можно принимать лишь в отдельных случаях на основании технико-экономического расчета. Использование в расчетах параметров В, принятых по редко встречающемуся абсолютному максимуму параметров воздуха, приводит к завышению стоимости холодильного оборудования и поэтому экономически неоправданно. Их можно применять лишь в тех установках, в которых недопустимо даже кратковременное повышение температуры воздуха в помещении сверх расчетной (например, астрономические часы и др.).

Наиболее употребительными в практике кондиционирования воздуха являются параметры Б. Для IV и V зон они дают степень обеспеченности 92—95%, что можно считать для многих случаев достаточно удовлетворительным. Однако для II зоны степень обеспеченности снижается в отдельных случаях до 65%, а в I зоне — до 57%, что нельзя считать допустимым. В этих случаях рекомендуется принимать для расчета параметры воздуха, промежуточные между Б и В.

Таблица VI—4

Расчетные летние параметры наружного воздуха для городов СССР

Город	Географическая широта	Климатическая зона (см. табл. VI—3)	Число жарких часов в году z_{20}	Расчетное барометрическое давление		Параметры А (необеспеченность 400 ч)			Параметры Б (необеспеченность 200 ч)			Параметры В (полная обеспеченность)		Амплитуда суточных колебаний температуры, °С	Расчетная скорость ветра, м/с
				кПа	мм рт. ст.	Расчетная температура наружного воздуха, °С	Энтальпия, кДж/кг	Степень обеспеченности, %	Расчетная температура наружного воздуха, °С	Энтальпия, кДж/кг	Степень обеспеченности, %	Расчетная температура наружного воздуха, °С	Энтальпия, кДж/кг		
Актюбинск	50°17′	III	—	100	750	27,8	51,1	—	32,5	57,0	—	43	79,1	14,2	1,0
Алма-Ата	43°16′	III	1778	93,3	700	27,6	51,5	77,5	31,2	54,4	89	42	81,6	11,9	1,0
Астрахань	46°21′	IV	2417	101,3	760	29,6	61,1	83,5	33,0	64,5	91,5	40	84,5	10,7	3,6
Ашхабад	37°51′	V	3646	97,3	730	36	58,2	89,0	39	62,8	94,5	47	77	14,5	2,4
Баку	40°21′	IV	2920	101,3	760	28,3	65,3	86,5	31,7	68,6	93,0	40	81,2	7,4	4,0
Барнаул	53°20′	II	830	100	750	23,9	51,9	52,0	28,3	55,7	76,0	41	74,5	11,8	1,0
Батуми	41°40′	IV	2400	101,3	760	25,9	69,1	83,5	29,6	71,6	91,5	40	80,8	6,7	—
Благовещенск	50°17′	II	1080	100	750	25,1	57,8	63,0	28,5	63,6	81,5	41	80,8	10,1	1,0
Брест	52°05′	II	—	100	750	22,4	49	—	27	56,5	—	37	62,8*	10,8	3,3
Брянск	53°16′	II	560	100	750	22,5	49,8	28,5	27,3	53,2	64,5	38	75,8	12,6	1,0
Вильнюс	54°41′	I	635	100	750	21,6	48,1	37,0	26,1	53,2	68,5	34	69,9	10,3	1,0
Винница	49°10′	II	1005	97,3	730	23	53,5	60,0	27,3	56,9	80,0	38	69,9	11,9	2,8
Владивосток	43°07′	II	745	100	750	22,1	57,8	46,0	23,4	61,5	73,0	36	80,8	5,5	4,7
Владимир	56°08′	I	—	100	750	21,4	49,4	—	27,6	52,8	—	37	69,5	10,7	2,9
Вологда	59°14′	I	480	100	750	21,1	50,3	16,5	27,2	55,3	58,5	35	80,8	11,1	3,7
Волгоград	48°42′	III	1300	100	750	28,9	55,3	69,0	33	57,8	84,5	42	67,0*	12,7	4,6
Воронеж	51°40′	II	1190	100	750	24,2	52,4	66,5	28,9	54,9	83,0	41	69,9	11,8	3,3
Ворошиловград	48°35′	III	1700	101,3	760	27,3	55,3	76,5	31,8	58,6	88,0	40	66,1*	13,9	1,0
Горький	56°20′	II	—	100	750	21,6	51,1	—	26,8	54,9	—	37	70,4	9,5	1,0
Грозный	43°19′	III	2088	100	750	28,8	63,2	81	34,9	66,5	90,5	41	72,9	12,9	1,0
Гурьев	47°07′	III	2330	101,3	760	30,1	59,9	83	36,2	63,6	91,5	45	72	13,3	5,2
Днепропетровск	48 27′	III	—	100	750	26,6	54	—	31	57,4	—	40	84,5	11,3	1,0
Душанбе	38°29′	IV	2667	91,3	685	34,3	57,8	85	36,8	61,5	92,5	40	74,5	17,9	1,0
Ейск	46 40′	III	—	101,3	760	26,3	57,4	—	30,8	61,1	—	39	68,6	7,5	5,0
Енисейск	58 27′	II	600	100	750	21,9	48,1	33	27,7	52,8	67	37	63,6*	12,3	1,0
Ереван	40 10′	IV	2441	91,3	685	30,2	61,1	83,5	34,8	62,8	92	41	72,9	15,1	1,0
Запорожье	47°52′	III	1852	101,3	760	27,1	55,7	78,5	31,2	58,6	89	41	66,1*	12,5	3,5
Иваново	57°01′	I	—	100	750	22,2	49,8	—	27	52,8	—	38	61,5	11,6	2,8
Иркутск	52°16′	I	—	95,3	715	22,2	50,3	—	26,9	53,5	—	36	70,4	13,4	1,0
Казалинск	45°46′	IV	2520	100	750	31,4	56,5	84	37,1	59,9	92	44	66,5*	13,7	3,4
Казань	55°47′	II	—	100	750	23,3	51,1	—	27,3	64,9	—	38	72	11,1	3,6
Калуга	54°31′	II	—	100	750	22,6	50,3	—	26,3	53,5	—	38	62,4*	11,6	3,0

Продолжение табл. VI—4

Город	Географическая широта	Климатическая зона (см. табл. VI—3)	Число жарких часов в году z_{20}	Расчетное барометрическое давление		Параметры А (необеспеченность 400 ч)			Параметры Б (необеспеченность 200 ч)			Параметры В (полная обеспеченность)		Амплитуда суточных колебаний температуры, °С	Расчетная скорость ветра, м/с
				кПа	мм рт. ст.	Расчетная температура наружного воздуха, °С	Энтальпия, кДж/кг	Степень обеспеченности, %	Расчетная температура наружного воздуха, °С	Энтальпия, кДж/кг	Степень обеспеченности, %	Расчетная температура наружного воздуха, °С	Энтальпия, кДж/кг		
Караганда	49°50′	II	—	95,3	715	25,1	46,5	—	31	51,9	—	40	64,5	13,3	1,0
Керчь	45°21′	III	—	101,3	760	26	60,7	—	30,3	62,8	—	37	71,2*	11	4,1
Киев	50°27′	II	1239	100	750	23,7	53,5	68	28,7	56,1	84	39	70,8	10,8	1,0
Киров	58°36′	I	565	100	750	21,8	50,7	29	28,1	57	64,5	37	65,3	9,8	4,0
Кировоград	48°31′	III	1350	100	750	25,8	55,3	70	29,7	57,4	85	40	65,3	12,9	1,0
Кишинев	47°00′	III	—	100	750	26,0	57,0	—	30,2	59,5	—	39	63,6	12,2	3,6
Кострома	57°46′	I	—	100	750	21,1	49,8	—	25,8	53,5	—	37	51,5	10	3,8
Красноводск	40°00′	IV	3530	101,3	760	31,6	64,5	88,5	35,7	58,2	94,0	44	76,2*	9,5	5,3
Краснодар	45°02′	III	2000	101,3	760	28,2	59,5	80,0	30,8	63,6	90,0	42	84,5	13	2,7
Красноярск	56°01′	II	—	97,3	730	22,5	49,4	—	25,9	51,9	—	38	66,5	10,9	1,0
Куйбышев	53°11′	II	950	100	750	24,3	52,8	58,0	29,7	55,3	79,0	39	57,0	10,7	3,2
Курган	55°26′	II	—	100	750	23,6	51,1	—	28	53,5	—	40	64,5	12,0	3,2
Курск	61°45′	II	875	97,3	730	23,9	51,1	64,5	27,8	63,5	77,0	37	69,9	10,4	3,5
Кутаиси	42°17′	IV	2560	100	750	27,3	57,0	84,0	31,7	69,1	92,5	42	73,2	9,2	1,0
Кушка	35°19′	V	2950	95,3	715	33,8	56,1	86,5	38,7	59,5	93,0	46	57,0*	18,8	1,0
Ленинабад	40°17′	IV	3175	95,3	715	34,4	58,6	87,5	37,6	60,7	94,0	45	71,2	15,1	1,0
Ленинакан	40°48′	IV	—	83,3	625	25,3	61,1	—	30	64,5	—	36	69,0*	13,4	1,0
Ленинград	59°56′	I	464	101,3	760	20,7	48,1	13,8	24,8	51,5	57,0	33	57,0*	8,7	1,0
Липецк	52°37′	II	1107	100	760	24,3	50,3	64,0	28,7	54,9	82,0	39	63,6*	11,6	3,8
Львов	49°50′	II	—	97,3	730	22,1	53,2	—	26,4	57,4	—	38	70,7	10,6	1,0
Магнитогорск	53°23′	II	—	97,3	730	23,2	49,4	—	27,4	52,4	—	39	68,6	12,6	1,0
Махачкала	43°00′	IV	2480	101,3	760	27,4	63,6	84,0	31,6	57,0	91,5	37	89,1	7,6	4,9
Минск	53°54′	I	478	100	750	21,3	49,8	16,3	25,9	53,5	58	35	68,6	10,4	3,8
Минусинск	53°43′	II	875	97,3	730	23,7	51,1	54,5	28,2	54,4	77,0	39	62,8*	13,5	1,0
Москва	55°46′	II	717	100	750	21,4	49,4	44,0	28,5	54,0	72,0	38	69,9	10,6	3,4
Наманган	41°00′	IV	3010	95,3	715	34,2	62,4	86,5	37,0	65,7	93,5	44	74,5*	14,9	1,0
Николаев	46°58′	III	1970	101,3	760	27,9	58,2	79,5	31,0	62,0	89,5	40	72,0	12,5	3,2
Новгород	58°33′	I	—	101,3	760	20,8	48,5	—	24,5	52,8	—	34	76,6	11,2	3,8
Новороссийск	44°44′	III	2240	101,3	760	26,7	60,3	82,0	30,1	65,7	91	39	72,0*	8,6	2,9
Новосибирск	55°02′	II	—	100	750	22,4	50,3	—	26,4	54,9	—	38	78,7	11,4	1,0
Нукус	42°25′	IV	2659	101,3	760	32,5	60,3	85,0	34,5	63,6	92,5	46	94,2	16,3	1,0
Одесса	46°29′	III	1880	101,3	760	25,0	59	79,0	28,6	52,0	89,5	38	73,7	8,8	3,9
Омск	54°58′	II	825	100	750	23,4	49,4	61,5	27,7	53,5	76,0	40	64,0*	12,1	3,6
Орджоникидзе	43°02′	III	1105	93,3	700	23,8	60,7	64,0	31,1	64,9	82,0	37	69,0	10,3	1,0

Город	Географическая широта	Климатическая зона (см. табл. VI—3)	Число жарких часов в году z_{30}	Расчетное барометрическое давление		Параметры А (необеспеченность 400 ч)			Параметры Б (необеспеченность 200 ч)			Параметры В (полная обеспеченность)		Амплитуда суточных колебаний температуры, °С	Расчетная скорость ветра, м/с
				кПа	мм рт. ст.	Расчетная температура наружного воздуха, °С	Энтальпия, кДж/кг	Степень обеспеченности, %	Расчетная температура наружного воздуха, °С	Энтальпия, кДж/кг	Степень обеспеченности, %	Расчетная температура наружного воздуха, °С	Энтальпия, кДж/кг		
Орел	52°58′	II	—	100	550	23,1	49,8	—	27,7	63,5	—	38	75,8	11,5	3,8
Оренбург	51°45′	III	1540	100	750	26,9	51,9	74,0	31,4	54,4	87,0	42	74,5	13,5	3,9
Пенза	53°13′	II	—	100	750	54,1	51,1	—	28,4	54	—	38	67,4	10,9	1,0
Пермь	58°01′	I	590	100	750	21,8	50,3	32,0	26,3	53,2	56,0	37	72,0	11,1	2,5
Полтава	49°35′	II	—	100	750	24,8	53,5	—	29,4	54,9	—	38	68,6	11,5	4,4
Поти	42°08′	III	—	101,3	760	26	61,0	—	29,6	71,6	—	41	77,4*	7,6	1,0
Ростов-на-Дону	47°13′	III	1760	100	750	27,3	67,4	77,0	31,9	60,7	88,5	40	74,5	12,5	3,6
Самарканд	39°39′	IV	2930	91,3	685	32,3	69,5	86,5	35,0	62,8	93,0	44	85,0	16,8	1,0
Саратов	51°32′	III	—	100	750	26	53,5	—	30,5	66,5	—	40	68,2	11,9	3,7
Свердловск	56°50′	I	505	97,3	730	20,7	48,1	21,0	28,7	51,1	60,5	38	66,1	10,6	1,0
Севастополь	44°37′	III	—	101,3	760	25	60,7	—	29,4	64,5	—	38	71,2*	8,5	2,3
Семипалатинск	50°24′	III	1490	97,3	730	27	51,5	73,0	32,0	64	86,5	42	64,7	14,1	1,0
Симферополь	44°59′	III	—	97,3	730	26,1	59,5	—	31,8	63,2	—	40	70,4*	14	2,8
Смоленск	54°47′	I	506	100	750	21,2	49,0	21	25,3	53,2	60,5	35	75,3	11,3	3,2
Сочи	43°34′	III	2160	101,3	760	25,9	66,1	81,5	30,2	69,5	95,0	39	74,5*	7,7	1,8
Тамбов	55°44′	II	1080	100	750	24,5	52,4	63,0	28,9	54,4	81,5	40	71,2	11,9	2,8
Ташкент	41°20′	IV	2674	95,3	715	32,8	58,2	85,0	35,7	62,8	95,5	44	82,8	16,9	1,2
Тбилиси	41°43′	IV	2350	95,3	715	28,8	60,3	83,0	34,7	62,8	91,0	40	82,5	11,8	1,0
Термез	37°14′	V	3670	97,3	730	38,3	61,5	89,0	39,8	64,9	94,5	40	77,4	18,9	1,0
Томск	56°30′	I	490	100	750	21,6	49,0	18,5	25,9	52,8	59,0	36	64,0*	11	1,0

Продолжение табл. VI—4

Город	Географическая широта	Климатическая зона (см. табл. VI—3)	Число жарких часов в году z_{20}	Расчетное барометрическое давление		Параметры А (необеспеченность 400 ч)			Параметры Б (необеспеченность 200 ч)			Параметры В (полная обеспеченность)		Амплитуда суточных колебаний температуры, °С	Расчетная скорость ветра, м/с
				кПа	мм рт. ст.	Расчетная температура наружного воздуха, °С	Энтальпия, кДж/кг	Степень обеспеченности, %	Расчетная температура наружного воздуха, °С	Энтальпия, кДж/кг	Степень обеспеченности, %	Расчетная температура наружного воздуха, °С	Энтальпия, кДж/кг		
Тула	54°12′	II	—	100	750	22,5	50,3	—	27,0	53,5	—	38	69,9	11,4	3,4
Туркестан	43°18′	IV	—	97,3	730	34,4	51,9	—	39,4	54,0	—	46	62,0*	18,4	4,9
Ужгород	48°37′	II	—	100	750	24,2	54,4	—	28,1	68,6	—	40	73,7	11,6	1,0
Ульяновск	54°20′	II	—	100	750	23,8	51,1	—	28,5	54,4	—	40	75,8	11,8	3,7
Уральск	51°12′	III	1800	101,3	760	28,1	63,5	77,5	32,8	57,0	89,0	42	64,9*	14,3	1,0
Уфа	54°43′	II	935	100	750	23,6	50,7	57,0	28,0	54,4	78,5	40	73,7	10,8	3,4
Фергана	40°21′	IV	—	93,3	700	33,0	62,4	—	36,2	65,7	—	43	91,2	51,1	1,0
Форт-Шевченко	44°31′	IV	—	101,3	760	27,5	62,0	—	34,1	66,1	—	43	77,4	7,8	5,1
Фрунзе	42°56′	IV	—	93,3	700	29,1	52,8	—	34,4	57,8	—	42	73,7	14,2	1,0
Хабаровск	48°28′	II	995	100	750	24,1	60,7	60	28,4	65,3	80	40	81,2	8,5	1,0
Харьков	50°04′	III	1200	100	750	25,2	52,8	66,5	29,4	56,1	83,5	39	76,1	11,6	1,0
Херсон	46°38′	III	—	101,3	760	28,7	57,8	—	30,6	61,5	—	39	74,5	12,7	1,0
Целиноград	51°12′	II	1070	97,3	730	25,1	48,1	62,5	31	51,1	81,5	42	64,5	13,6	5,0
Чарджоу	39°11′	IV	—	97,3	730	35,2	59,0	—	39,5	62,8	—	45	76,5	14,4	3,3
Челябинск	55°10′	II	805	100	750	23,1	48,1	50,5	27,3	52,4	75	39	75,8	10,6	3,2
Чернигов	51°37′	II	—	100	750	23,4	51,5	—	27,8	54,4	—	39	70,4	11	3,5
Чита	52°02′	I	504	93,3	700	24,0	49,4	20,5	25,2	53,2	60	41	69,9	14	1,0
Ялта	44°30′	III	2151	101,3	760	26,3	61,1	81,5	30,5	64,5	90,5	39	71,2*	8,4	2,4
Ярославль	57°42′	I	—	100	750	21,5	49,8	—	25,8	52,8	—	36	71,2	11,3	3,7

* Более высокие энтальпии встречаются менее 50 ч в году.

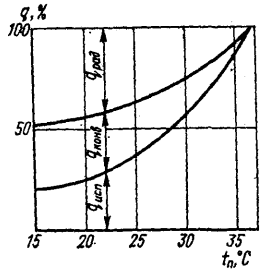


Рис. VI—2. Соотношение между количествами теплоты (в %), отводимой от человека, находящегося в состоянии покоя, путем радиации $q_{рад}$, конвекции $q_{конв}$ и испарения $q_{исп}$

КОМФОРТНЫЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ПАРАМЕТРАМ ВОЗДУХА В ПОМЕЩЕНИИ

Ощущение комфорта возникает у человека тогда, когда выделяемая им теплота отводится в окружающую среду при нормальной температуре его кожи без ее перегрева или переохлаждения. Отвод теплоты при этом осуществляется конвекцией, испарением влаги, а также радиацией (рис. VI—2).

Если температура ограждения примерно равна температуре воздуха в помещении, отвод теплоты конвекцией и радиацией определяется температурой воздуха по сухому термометру, а отвод теплоты испарением — температурой воздуха по влажному термометру. Для суммарного процесса определяющей будет температура воздуха, промежуточная между температурами по сухому и влажному термометрам. Эта температура называется эффективной температурой. При низких температурах воздуха доля испарения невелика и эффективная температура приближается к температуре по сухому термометру. При высоких температурах воздуха из-за преобладающей роли испарения эффективная температура приближается к температуре воздуха по влажному термометру.

Движение воздуха около человека интенсифицирует отвод теплоты и влаги и создает комфортное самочувствие при сравнительно высокой температуре воздуха. Температура, дающая при некоторой скорости воздуха такое же ощущение комфорта, что и эквивалентная эффективная температура, измеряемая без обдувания человека воздухом (w=0 м/с), называется эквивалентно-эффективной температурой (рис. VI—3). Можно в среднем считать, что при заданных параметрах воздуха (t и φ) увеличение скорости воздуха на 0,1 м/с приведет к понижению эквивалентно-эффективной температуры по сравнению с эффективной температурой на 0,3—0,6°С. Другими словами, увеличение скорости воздуха на 0,1 м/с позволит при той же степени комфорта повысить температуру его на 0,3—0,6°С.

При наличии заметной разности между температурой воздуха в помещении и температурой ограждений ощущение комфорта будет определяться радиационно-эффективной температурой (РЭТ). Наличие радиационного теплообмена позволяет получать одинаковый комфорт, т. е. постоянную радиационно-эффективную температуру при самых различных параметрах воздуха. Так, для состояния покоя ощущение комфорта будет одинаковым для следующих условий:

Средняя радиационная температура ограждений, °С	40	32	24	11	0
Температура воздуха в помещении, °С	15	20	24	30	35

Комфортные параметры воздуха в помещении зависят от скорости воздуха, одежды, интенсивности физической деятельности человека, условий радиации и в меньшей степени от относительной влажности воздуха. Для обычных условий ($t_{возд} \cong t_{огражд}$) оптимальные параметры воздуха приведены на рис. VI—14.

В помещениях комфортного кондиционирования воздуха рекомендуется поддерживать относительную влажность в пределах 0,4—0,6. Максимальную температуру воздуха в помещениях с пребыванием людей следует принимать не свыше 28°С. В помещениях с кратковременным (до 1 ч) пребыванием людей (магазины, кафе, парикмахерские и др.) во избежание неприятных ощущений при входе и выходе не следует допускать перепадов температур наружного воздуха и воздуха в помещении ($t_н$—$t_п$) свыше следующих величин:

$t_н$, °С	30	35	Свыше 35
$t_н - t_п$, °С	5—6	9—10	10—12

Оптимальные параметры воздуха приведены в табл. VI—5. Они в целом соответствуют данным рис. VI—4, за исключением данных, относящихся к тяжелой работе в плотном костюме.

Технологические требования к параметрам воздуха в производственных

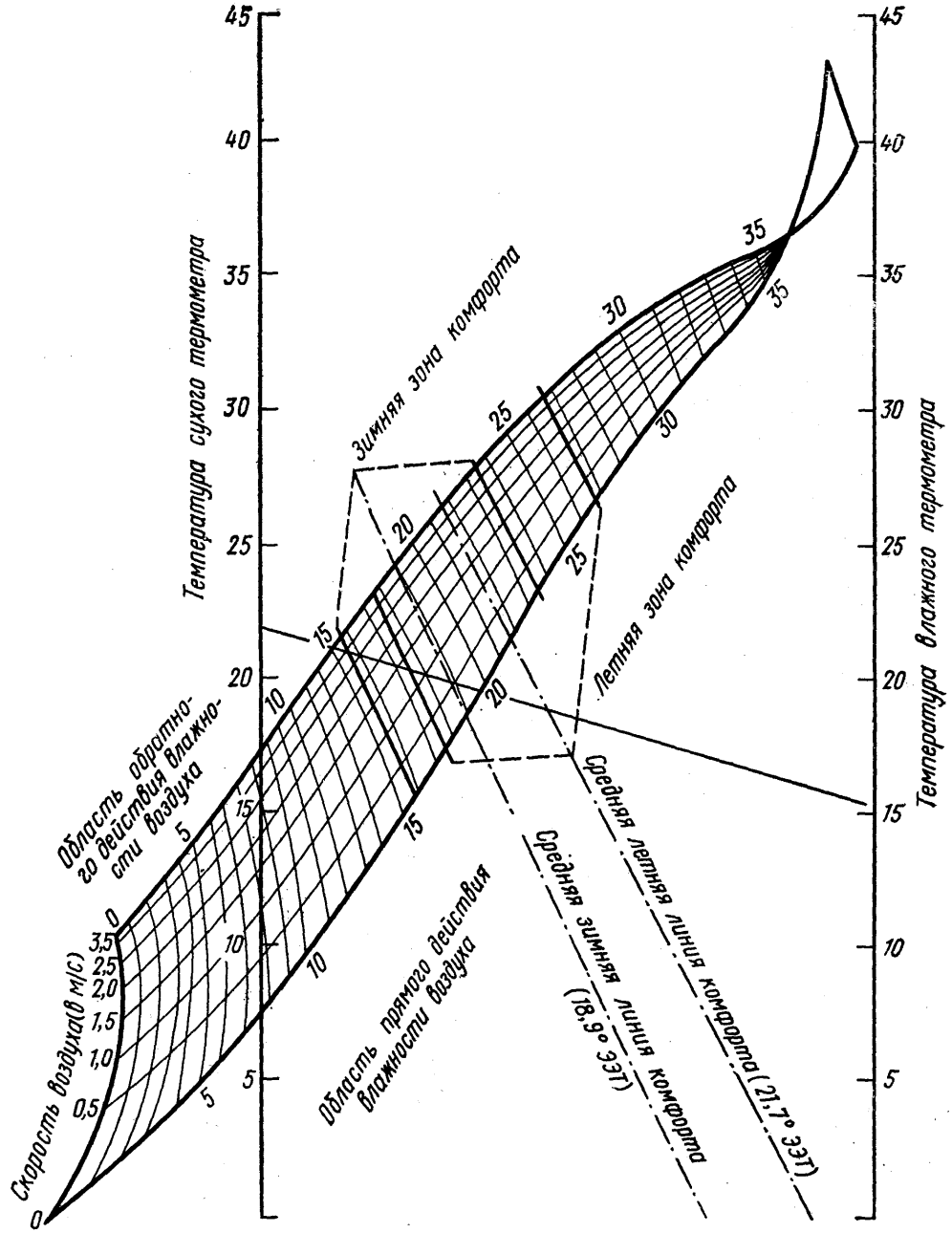


Рис. VI—3. Диаграмма эквивалентно-эффективных температур

Таблица VI—5

Оптимальные комфортные параметры воздуха в производственных, общественных и жилых помещениях

Условия труда в помещении	Выделение теплоты одним человеком, Вт	Температура, °С	Относительная влажность, доли единицы	Скорость движения воздуха в рабочей зоне, м/с
Легкая работа на производстве (стоя или сидя, но без физического напряжения, конторский труд)	До 175	22—25	0,6—0,3	0,2—0,5
Работа средней тяжести (ходьба, перенос тяжестей до 10 кг, стоя с небольшим физическим напряжением)	175—290	20—23	0,6—0,3	0,2—0,5
Тяжелая работа (систематическое напряжение, переноска тяжестей свыше 10 кг)	Свыше 290	18—21	0,6—0,3	0,3—0 7

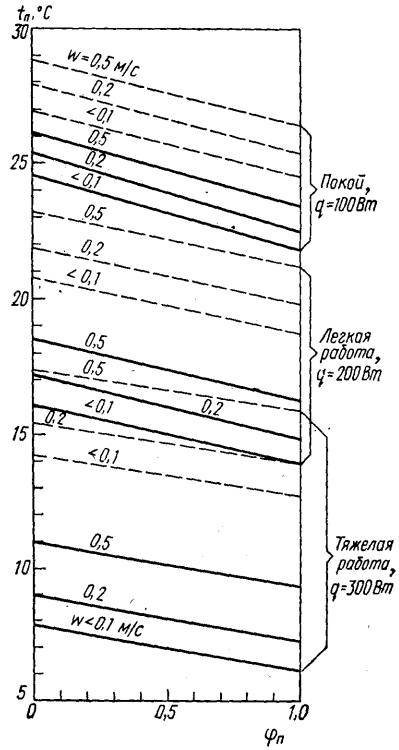


Рис. VI—4. Комфортная летняя температура воздуха в зависимости от его относительной влажности, скорости, одежды и активности людей:

— — — — легкая летняя одежда; ——— — обычный деловой костюм

помещениях разнообразны, однако их можно сгруппировать по отдельным признакам.

1. Изменение размеров машиностроительных деталей при колебании температуры делает необходимым в ряде случаев поддержание постоянной температуры воздуха в помещении на уровне около 20°С (точное машиностроение и приборостроение, производство калибров, оптических линз, измерительные лаборатории и т. д.).

2. Изменение размеров, формы и физических свойств гигроскопических тел при колебании относительной влажности воздуха делает необходимым поддержание постоянной относительной влажности воздуха в помещении (литографии, обработка дерева, производство спичек, наждачной бумаги, абразивных кругов, музеи, архивы, библиотеки).

3. Усиленная коррозия металлов при повышенной относительной влажности воздуха заставляет поддерживать в соответствующих помещениях относительную влажность не выше 40—50% (машиностроение, склады инструмента и черного металла, машинные залы, автоматические телефонные станции, электроаппаратные помещения).

4. Электризация ряда материалов (пряжа, ткани, бумага) в процессе производства может привести к браку и стать причиной взрыва. Чтобы свести ее к минимуму, в помещениях поддерживают относительную влажность не менее 60—65% (текстильное, полиграфическое производства и др.).

5. Потеря сыпучести порошкообразных материалов при повышенной относительной влажности приводит к необходимости поддерживать в соответствующих помещениях пониженную относительную влажность (30—35%) воздуха (фармацевтические предприятия и др.).

Таблица VI—6

*Оптимальные параметры воздуха в помещениях, необходимые для различных технологических процессов**

Технологический процесс или помещение	Группы требований	Оптимальные параметры воздуха	
		Температура $t_п$, °С	Относительная влажность $\varphi_п$, %
Точное машиностроение			
Цехи точной обработки и сборки деталей, помещения ОТК	1, 3, 8	20	45—50
Цехи сборки герметичного холодильного оборудования	1, 3, 6, 8	20	30—45
Лаборатории металлов	3, 8	20	40
Электротехнические производства			
Намотка трансформаторов и катушек	6	22	15
Сборка радиоламп	6, 8	20	40
Изготовление электроизмерительных приборов	6, 8	21—24	50—55
Обработка пластинок из селена и окиси меди	6, 8	23	30—40
Сборка реле и защитных устройств	6, 8	20	20—40
Оптическое производство			
Плавка стекла	—	24	45
Шлифовка линз	1, 8	24	80
Спичечное производство			
Изготовление спичек	2	21—25	50
Сушка спичек	2, 10	21—25	40
Хранение спичек	2, 7	15—17	50
Обработка дерева			
Цехи механической обработки дерева	2	15—16	40—55
Столярно-заготовительные цехи	2	15—16	55—65
Изготовление моделей из дерева	2	18—20	40—55
Текстильное производство			
Цехи хлопчатобумажных фабрик			
чесальный, ленточно-ровничный	2	22—28	55—50
прядильный	2, 4	24—28	60—50
ткацкий с кареточными станками	2, 4	20—26	70—65
ткацкий с жаккардовыми станками	2, 4	22—27	65—60
Искусственное волокно			
Изготовление волокна и ткани из вискозы и нейлона	2, 4	25	50—60
Изготовление капронового корда	2, 4	22	60—62
Отделение намотки прядильного цеха капронового корда и помещение контроля его после прядения	2, 4	19—22	47—45

* Оптимальные параметры воздуха в помещениях пищевых отраслей промышленности см. в соответствующих справочниках серии «Холодильная техника».

Технологический процесс или помещение	Группы требований	Оптимальные параметры воздуха	
		Температура $t_{п}$, °С	Относительная влажность $\varphi_{п}$, %
Лаборатория физико-механических испытаний кордной капроновой нити и ткани	2, 4	20	65
Полиграфическое производство			
Многоцветная литография (офсет)	2	24—26	46—48
Плоское печатание на отдельных листах	2	24—26	45—50
Ротационное печатание на рулонной бумаге	2	24—26	50—55
Хранение бумаги для литографии	2	22—25	51—56
Хранение типографской бумаги			
в листах	2	20—25	45—50
в рулонах	2	20—25	50—55
Переплет, сушка, резка, склеивание бумаги	2	20—26	45—50
Хранение печатных валков	1, 2	22—26	50
Хранение гигроскопических материалов			
Архивы	2, 9	14—17	57—63
Библиотеки, книгохранилища	2, 9	18—21	40—50
Музеи с экспонатами из дерева, бумаги, кожи, пергамента, полотна	2, 9	16—24	50—60
Склады картин в музеях (запасники)	2, 9	11—12	55—60
Склады хранения кожи	2, 9	10—16	40—60
Склады хранения мехов	2, 9	4—10	55—60
Фармацевтическое производство			
Хранение порошков до изготовления	5	20—25	30—35
Хранение и упаковка готовых порошков	5	20—25	15—35
Прессование и обработка таблеток	5	25	35—40
Обработка веществ в коллоидном состоянии	5, 9	20	30—50
Изготовление препаратов желез	5, 9, 10	25—26	5—10
Изготовление экстрактов печени	5, 9, 10	20—25	20—30
Изготовление сывороток	5, 9	22—24	50
Изготовление биологических препаратов	5, 9	25	35
Изготовление желатиновых капсул	5	25	40—50
Производство хирургических резиновых изделий			
Хранение перед изготовлением	—	15—20	40—50
Изготовление изделий	10	24—30	25—30
Лаборатория	—	23	50
Производство и обработка фотокиноматериалов			
Склады химикатов	5	16—27	35—50
Резка фотопленки	7	18—20	65
Проявление фотопленки	7	20—24	60
Сушка фотонегативов и позитивов	7, 10	22—24	60
Хранение кинофотоматериалов	10	18—20	40—50

Продолжение табл. VI—6

Технологический процесс или помещение	Группы требований	Оптимальные параметры воздуха	
		Температура $t_п$, °С	Относительная влажность $\varphi_п$, %
Табачное производство			
Склады табака	2, 10	18—24	75—80
Изготовление сигар, сигарет, папирос	2, 10	18—24	70—75
Изготовление гильз	2, 10	18—24	65—70
Увлажнение табака	2, 10	24	75
Хлебопекарное и макаронное производство			
Склады муки	5, 9	12—15	50—60
Прессовый цех	5, 9	15—20	50—60
Силосно-просеивательное отделение	5, 9	18	60
Тесторазделочное помещение	5, 10	18	60—65

6. Отрицательное влияние высокой относительной влажности на диэлектрические свойства электроизоляционных материалов заставляет поддерживать пониженную относительную влажность во многих цехах электротехнических и кабельных заводов.

7. Изменение консистенции некоторых высокомолекулярных и коллоидных тел при колебаниях температуры и относительной влажности воздуха заставляет поддерживать эти параметры постоянными во многих производственных помещениях (производство кинопленки и фотоматериалов, полиграфические, кондитерские, фармацевтические предприятия и т. д.).

8. Во многих производствах требуется полное отсутствие пыли, что заставляет ограничить санитарным минимумом подачу наружного воздуха и отводить теплоту из помещения холодильными машинами даже при низких наружных температурах (точное машиностроение и приборостроение, производство калибров, полупроводников, приборов электроники, оптических линз).

9. Замедление биохимических процессов и деятельности микроорганизмов при пониженной температуре воздуха обусловливает необходимость поддержания этих температур в производственных помещениях (производство и хранение скоропортящихся пищевых продуктов).

10. Зависимость скорости высыхания влажных гигроскопических тел от относительной влажности воздуха заставляет поддерживать ее на желательном уровне (производство и хранение пищевых продуктов и гигроскопических материалов, сушильные установки разного рода).

Оптимальные параметры воздуха для различных технологических процессов и производственных помещений приведены в табл. VI—6.

РАСЧЕТ ПОСТУПЛЕНИЯ ТЕПЛОТЫ И ВЛАГИ В ПОМЕЩЕНИЕ

Рассмотрим расчет основных составляющих балансов теплоты и влаги в помещении.

Тепло- и влаговыделения людей $Q_л$ (в Вт) и $W_л$ (в кг/с):

$$Q_л = nq_л;$$

$$W_л = nw_л,$$

где n — расчетное число людей, одновременно находящихся в помещении; $q_л$—тепловыделение от одного человека, Вт/чел.; $w_л$ — влаговыделение одного человека, кг/с.

Значения величин $q_л$ и $w_л$ приведены в табл. VI—7.

Дети выделяют теплоты и влаги в среднем на 25% меньше величин, приведенных в табл. VI—7.

Тепло- и влаговыделения от оборудования и обрабатываемых материалов $Q_{об}$ (в Вт) и $W_{об}$ (в кг/с).

Количество теплоты, выделяемой механическим оборудованием с электроприводом, определяют по формуле

$$Q_{об} = \sum_{1}^{n} Nab\zeta, \qquad \text{(VI—7)}$$

Таблица VI—7

Выделение теплоты и влаги одним человеком

Характер работы	$q_л$, Вт	$\omega_л$ (в г/с) при $t_п$, °С			Помещения
		20	24	28	
Покой	115	0,010	0,017	0,027	Зрелищные помещения
Умственная работа сидя	145	0,017	0,025	0,036	Учреждения, библиотеки, студенческие аудитории
Легкая физическая работа сидя	160	0,026	0,033	0,047	Рестораны, столовые
Небольшие движения стоя	175	0,029	0,039	0,054	Магазины, закусочные
Легкая физическая работа стоя	190	0,033	0,045	0,061	
Умеренная физическая работа	230	0,047	0,057	0,072	Различные производственные помещения
Тяжелая физическая работа	350	0,082	0,090	0,106	
Очень тяжелая физическая работа	660	0,167	0,178	0,195	

где n — число единиц оборудования; N — электрическая мощность электродвигателя, Вт; a — коэффициент загрузки электродвигателя при непрерывной его работе; b — коэффициент рабочего времени оборудования; ζ — часть мощности, расходуемая внутри помещения.

При использовании этой формулы различают три случая:

1. Электродвигатель и оборудование находятся в помещении (металлообрабатывающие станки, текстильные машины и т. д.) $\zeta = 1$
2. Электродвигатель вне помещения, а оборудование в помещении (некоторые взрывоопасные производства) $\zeta = \eta_э$, где $\eta_э$ — КПД электродвигателя
3. Электродвигатель в помещении, а оборудование (точнее, выделение теплоты им) вне его $\zeta = 1 - \eta_э$

Последний случай встречается чаще всего при расположении оборудования в помещении, но при отводе выделяемой теплоты за пределы помещения (вытяжные вентиляторы, насосы и т. д.).

Во всех случаях надо из общего количества теплоты вычитать ту его часть, которая выделяется вне помещения. Значение КПД электродвигателя применяют по каталожным данным. При отсутствии данных его можно приблизительно оценивать по мощности электродвигателя.

N, кВт	0,5	1,0	5,0	10,0	20,0
$\eta_э$	0,75	0,8	0,84	0,86	0,88
N, кВт	30,0	40,0	50,0	>50,0	
$\eta_э$	0,89	0,90	0,91	0,92	

Тепловыделения электрическими нагревательными приборами также определяют по уравнению (VI—7), обычно в этом случае $a = \zeta = 1$.

Тепловыделения от теплового оборудования можно определить по фактическому или расчетному расходу газа, пара и т. д. с учетом КПД оборудования и коэффициента рабочего времени.

Тепловыделения нагретых поверхностей (аппаратов или трубопроводов) определяют по уравнению теплопередачи

$$Q_{об} = kF(t_г - t_п),$$

или

$$Q_{об} = \alpha F_н (t_н - t_п),$$

где k — коэффициент теплопередачи поверхности с учетом изоляции, Вт/(м² К); α — коэффициент теплоотдачи для наружной нагретой поверхности, Вт/(м²·К); F — пло-

щадь поверхности теплообмена, определяемая по средней линии изоляции, м²; $F_н$ — площадь нагретой поверхности, соприкасающейся с воздухом, м²; $t_г$ — температура горячей среды в аппарате или трубопроводе, °С, $t_н$ — температура нагретой поверхности, °С; $t_п$ — температура воздуха в помещении, °С.

При расчете теплоты необходимо отдельно определить количество теплоты, поступающей через неизолированные металлические элементы (фланцы, арматуру и т. д.). При этом коэффициент теплоотдачи к воздуху составляет приблизительно 10 Вт/(м² К).

Теплоту, выделяемую обрабатываемыми материалами, следует учитывать лишь в том случае, если она отводится воздухом помещения. В этом случае

$$Q_{об} = G_м (i_1 - i_2),$$

где $G_м$ — массовый расход обрабатываемого материала, кг/с; i_1 и i_2 — энтальпии материала при поступлении в помещение и при выходе из него, Дж/кг.

Если агрегатное состояние материала в помещении не изменяется, то разность энтальпий можно заменить разностью температур, умноженной на удельную теплоемкость материала.

Поступление влаги в помещение может иметь место из-за просачивания пара через неплотности во фланцевых соединениях и сальниках, выделений влаги технологической аппаратурой, испарения влаги с влажных поверхностей (например, с полов при их мытье). Кроме того, влагу могут выделять и обрабатываемые материалы. Влаговыделения рассчитывают для каждого конкретного случая.

В некоторых случаях при обработке гигроскопических веществ влага может поглощаться ими, если относительная влажность воздуха выше равновесной величины, соответствующей влажности материала (табл. VI—8).

Таблица VI—8

Влагосодержание некоторых материалов, равновесное относительной влажности воздуха при его температуре 24°С

Материал	Равновесная относительная влажность воздуха, %								
	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Бумага писчая	3,0	4,2	5,2	6,2	7,2	8,2	9,9	11,9	14,2
Джут	3,1	5,2	6,9	8,5	10,2	12,2	14,4	17,1	20,2
Желатин	0,7	1,6	2,8	3,8	4,9	6,1	7,6	9,3	11,4
Клей	3,4	4,8	5,8	6,6	7,6	9,0	10,7	11,8	12,5
Кожа	5,0	8,5	11,2	13,6	16,0	18,3	20,6	24,0	29,2
Лен (волокно)	1,9	2,9	3,6	4,3	5,1	6,1	7,0	8,4	10,2
Пенька	2,7	4,7	6,0	7,2	8,5	9,9	11,6	13,6	15,7
Резина	0,11	0,21	0,31	0,44	0,54	0,66	0,76	0,88	0,99
Силикагель	5,7	9,8	12,7	15,2	17,2	18,8	20,2	21,5	22,6
Струны для ракеток	4,6	7,2	8,6	10,2	12,0	14,3	17,3	19,8	21,7
Уголь активный	7,1	14,2	22,8	26,2	28,3	29,2	30,0	31,1	32,2
Шерсть	5,7	7,0	8,9	10,8	12,8	14,9	17,2	19,9	23,4
Шелк	3,2	5,5	6,9	8,0	8,9	10,2	11,9	14,3	18,8
Искусственное полотно	0,8	1,1	1,4	1,9	2,4	3,0	3,6	4,3	5,3

Примечание. Влагосодержание выражено в процентах массы сухого материала.

Тепловыделения от освещения $Q_{ос}$ (в Вт) зависят от освещенности помещения в люксах (лк), типа осветителя (прямого, рассеянного и отраженного света) и типа осветительных ламп (люминесцентные, накаливания).

Нормы освещенности для различных помещений приведены в строительных нормах СНиП II—33—75. Выделение теплоты на 1 лк освещенности характеризуется данными табл. VI—9, которые являются ориентировочными и могут служить лишь для предварительной оценки.

Тепловыделения от освещения рассчитывают по формуле

$$Q_{ос} = q_{ос} F_п Z,$$

где $F_п$ — площадь пола, м²; Z — освещенность, лк.

Таблица VI—9

Тепловыделения от освещения $q_{ос}$ [в Вт/(м²·лк)] на 1 м² площади пола при освещенности 1 лк

Светильник	Лампы	
	люминесцентные	накаливания
Прямого света	0,056	0,130
Рассеянного света	0,078	0,175
Отраженного света	0,132	0,260

Часть теплоты, выделяемой источниками освещения (до 46% в люминесцентных лампах), целесообразно отводить путем местных отсосов воздуха.

При вычислении тепловыделений освещением необходимо учитывать, что по времени они обычно не совпадают с максимумом тепловой нагрузки установки кондиционирования воздуха.

Теплоприток через ограждения $Q_{ог}$ (в Вт) рассчитывают с учетом воздействия солнечной радиации и аккумуляции теплоты стенами вследствие суточных колебаний температуры воздуха. Определение теплопритока через ограждения в летнее время без учета аккумуляции теплоты стенами приводит к значительному увеличению результатов. Это особенно важно при расчете таких помещений (жилые комнаты), где теплоприток через ограждения — основная нагрузка на холодильную машину.

Теплопритоки через ограждения с учетом аккумуляции теплоты можно определять по приводимой ниже методике, основанной на опыте эксплуатации многих установок. Она применима в обычных условиях кондиционирования воздуха при температуре помещения $t_п = 22 \div 28$°С. Недостатком методики является то, что она не учитывает разновременность максимумов тепловой нагрузки в различно ориентированных помещениях. Более сложная методика, учитывающая этот фактор, дана в [1].

Общий теплоприток через ограждения $Q_{ог}$ (в Вт)

$$Q_{ог} = Q_{ст} + Q_{пер} + Q_{кр} + Q_{ок},$$

где $Q_{ст}$ — теплоприток через наружные стены; $Q_{пер}$ — теплоприток через внутренние перегородки; $Q_{кр}$ — теплоприток через кровлю; $Q_{ок}$ — теплоприток через окна и застекленные двери.

Общее количество теплоты, поступившей через освещаемые солнцем и затененные наружные стены с учетом аккумуляции ими теплоты, может быть подсчитано по уравнению

$$Q_{ст} = k_{ст} a (F_с + 0{,}5F_з)\,\Theta_{ст},$$

где $k_{ст}$ — коэффициент теплопередачи наружной стены; a — коэффициент, учитывающий затенение стены кровлей (в многоэтажных зданиях учитывается лишь для верхнего этажа); при изменении выноса кровли от 0,3 до 1 м составляет 0,9—0,7; $F_с$ — суммарная площадь всех освещаемых солнцем наружных стен, кроме северной; $F_з$ — суммарная площадь всех затененных наружных стен, включая всю северную стену; $\Theta_{ст}$ — условный температурный напор между наружным воздухом и кондиционируемым помещением (табл. VI—10).

Таблица VI-10

Условный температурный напор $\Theta_{ст}$(°С)

Расчетная температура наружного воздуха $t_н$, °С	Температурный напор $t_н - t_п$, °С	Окраска стен	Легкие ограждения (до 50 кг/м²)	Тяжелые ограждения (до 250 кг/м²) при $\Delta t_с$, °С			
				8	10	12	14
30	~8	Светлая	11,0	4,3	2,9	1,8	0,5
		Темная	13,5	7,5	5,5	4,5	3,4
35	~11	Светлая	16,5	9,7	8,5	7,4	6,2
		Темная	19,0	12,4	11,0	10,0	8,9
40	~15	Светлая	22,0	15,5	14,2	13,1	12,0
		Темная	25,0	18,5	17,0	15,7	14,6

Влиянием аккумуляции теплоты стенами легкой конструкции (дощатые, мазанковые, рубленые из бревен диаметром до 100 мм) на теплоприток через ограждения можно пренебречь. Аккумуляция теплоты тяжелыми конструкциями (кирпичные стены в один кирпич и

больше) значительна, что позволяет существенно снизить принимаемое значение температурного напора $\Theta_{ст}$, вызванного суточными колебаниями температуры наружного воздуха даже с учетом действия солнечной радиации.

Теплоприток через внутренние перегородки и междуэтажные перекрытия $Q_{пер}$ (в Вт), отделяющие кондиционируемые помещения от некондиционируемых, определяют по формуле

$$Q_{пер} = k_п F_п (t_{нк} - t_п),$$

где $k_п$ — коэффициент теплопередачи перегородок или перекрытий; $F_п$ — площадь перегородок или перекрытий; $t_{нк}$ — температура воздуха в смежных некондиционируемых помещениях; $t_п$ — температура воздуха в кондиционируемом помещении.

Температура воздуха в смежных некондиционируемых помещениях принимается:

для слабовентилируемых помещений с малыми тепловыделениями $t_{нк} = (t_п + t_н)/2$;

для усиленно вентилируемых помещений с малыми тепловыделениями $t_{нк} \cong t_н$;

для помещений с большими тепловыделениями $t_{нк} = t_н + \Delta t$.

Ориентировочно можно принять $\Delta t = 3 \div 10°C$.

Теплоприток через пол, лежащий на земле или расположенный над прохладным подвалом, принимают равным нулю.

Теплоприток через кровлю $Q_{кр}$ (в Вт) определяют по формуле

$$Q_{кр} = k_{кр} m F_{кр} \Theta_{кр},$$

где $k_{кр}$ — коэффициент теплопередачи над помещением; m — коэффициент, характеризующий конструкцию кровли; $F_{кр}$ — площадь горизонтальной проекции кровли; $\Theta_{кр}$ — условный температурный напор между наружным и кондиционируемым помещениями.

Значения коэффициента m приведены ниже.

Двухскатная кровля	
без вентиляции чердака	1
с хорошей вентиляцией чердака	0,75
Плоская кровля	
белого цвета	1
других цветов	1,5

Значения $\Theta_{кр}$ приведены в табл. VI—11.

Таблица VI—11

Условный температурный напор $\theta_{кр}$ (в °С)

Расчетная температура наружного воздуха $t_н$, °С	Температурный напор $t_н - t_п$, °С	Значения $\theta_{кр}$, °С				
		Легкая кровля (до 50 кг/м²)	Тяжелая кровля (свыше 250 кг/м²) при $\Delta t_с$, °С			
			8	10	12	14
30	~ 8	34	13,5	12,5	11,5	10,5
35	~11	37	20,0	18,5	17,0	15,5
40	~15	41	26,0	24,5	23,2	22,0

Орошение кровли водой позволяет уменьшить $Q_{кр}$ в 4—5 раз.

Теплоприток через окна и остекленные двери $Q_{ок}$ (в Вт):

$$Q_{ок} = F_{ок} [a_{пер} a_{загр} a_{зат} q_с + k (t_н - t_п)],$$

где $F_{ок}$ — суммарная площадь окон и застекленных дверей, м²; $a_{пер}$ — коэффициент, учитывающий влияние переплета и двойного остекления; $a_{загр} \cong 0,75$ — коэффициент, учитывающий загрязнение стекла; $a_{зат}$ — коэффициент, учитывающий затеняющее действие штор, маркиз, жалюзи и т. д.; $q_с$ — удельный теплоприток вследствие солнечной (прямой и рассеянной) радиации через чистое одинарное стекло, Вт/м²; k — коэффициент теплопередачи окна, Вт/(м²·К) ($k = 3$ Вт/(м²·К) для одинарного остекления и 1,5 Вт/(м²·К) для двойного, при наличии штор или жалюзи k уменьшается на 20%).

Ниже приведены величины коэффициентов $a_{пер}$ и $a_{зат}$ для различных типов окон и затеняющих устройств.

	$a_{пер}$
Окна без переплетов	
витринные одинарные	1,0
» двойные	0,9
Окна с металлическим переплетом	
одинарные	0,8
двойные	0,72
Окна с деревянным переплетом	
одинарные	0,65
двойные	0,6
	$a_{зат}$
Венецианские жалюзи подъемные	0,55 ÷ 0,65
Светлые шторы из ткани	0,5 ÷ 0,65

Рольные непрозрачные шторы	
темные	0,6
светлые	0,25
Парусиновые ленты подъемные	0,5

Коэффициенты $a_{зат}$ даны для обычного случая расположения штор и жалюзи с внутренней стороны стекла.

Значения $q_с$ приведены в табл. VI—12.

Таблица VI—12

Удельные теплопритоки от прямой и рассеянной солнечной радиации через чистое одинарное стекло $q_с$ (Вт/м²)

Ориентация по странам света	Географическая широта, град	Вынос крыши, м														
		0			0,3			0,5			0,9			1,2		
		Расчетная наружная температура $t_н$, °С														
		30	35	40	30	35	40	30	35	40	30	35	40	30	35	40
Юго-запад и юго-восток	55	335	—	—	267	—	—	—	—	—	217	—	—	200	—	—
	50	310	430	—	258	400	—	276	415	—	200	313	—	175	280	—
	45	290	400	510	255	380	505	235	380	470	183	292	405	152	265	384
	40	265	380	490	245	360	475	200	330	403	167	280	390	130	240	360
	35	—	356	465	—	335	453	—	285	374	—	254	370	—	220	340
	30	—	—	436	—	—	420	—	—	334	—	—	360	—	—	330
Юг	55	340	—	—	316	—	—	—	—	—	40	—	—	40	—	—
	50	290	405	—	266	390	—	273	384	—	40	150	—	40	150	—
	45	250	360	470	217	340	452	200	316	427	40	150	265	40	150	265
	40	208	316	430	175	290	405	133	250	360	40	150	265	40	150	265
	35	—	273	390	—	230	347	—	192	310	—	150	265	—	150	265
	30	—	—	340	—	—	313	—	—	264	—	—	265	—	—	265
Запад и восток	30—55	236	354	465	236	354	465	210	326	440	190	300	410	150	273	382
Северо-запад и северо-восток	30—55	140	250	363	120	236	350	105	225	340	93	210	330	81	200	320
Север	30—55	40	155	264	40	155	264	40	155	264	40	155	264	40	155	264

В многоэтажных домах влияние выноса крыши учитывается только для верхних этажей.

Количество теплоты и влаги $Q_{инф}$ (в Вт) и $W_{инф}$ (в кг/с), поступающее в помещение с инфильтрационным воздухом через неплотности в ограждениях, определяют по следующим уравнениям:

$$Q_{инф} = G_{инф}(i_н - i_п); \qquad (VI—8)$$

$$W_{инф} = G_{инф}(d_н - d_п), \qquad (VI—9)$$

где $d_н$ и $d_п$ — соответственно энтальпии и влагосодержания наружного воздуха и воздуха в помещении; $G_{инф}$ — массовый расход воздуха, проникшего в помещение через неплотности в ограждениях.

$$G_{инф} = G_{ок} + G_{дв},$$

где $G_{ок}$ — массовый расход инфильтрационного воздуха, проникшего в помещение через неплотности окон; $G_{дв}$ — массовый расход инфильтрационного воздуха, проникшего в помещение при открывании дверей.

$$G_{ок} = CF_{ок}w_в,$$

где C — постоянный коэффициент, равный 6—8 для одинарных и 4—6 для двойных окон; $F_{ок}$ — суммарная площадь окон в помещении; $w_в$ — расчетная сила ветра (СНиП II—А.6—73).

$$G_{дв} = ng_{дв},$$

где n — число людей, проходящих через дверь в секунду; $g_{дв}$ — количество воздуха, проникающего в помещение через дверь с одним проходящим человеком, кг/чел.; $g_{дв}=3\div5$ кг/чел. для обычных створчатых дверей и $0{,}5\div1$ кг/чел. для вращающихся.

Инфильтрация наружного воздуха вредна, так как он вносит в помещение пыль и нежелательные наружные запахи. Избежать инфильтрации можно, создавая в помещении некоторый подпор путем превышения подачи приточного вентиляционного воздуха $G_{прит}$ над вытяжным $G_{выт}$. Очевидно, что в этом случае

$$G_{\text{прит}} - G_{\text{выт}} > G_{\text{инф}}.$$

Ориентировочно величину разности $G_{\text{прит}} - G_{\text{выт}}$ можно определить, выразив ее следующим образом:

$$G_{\text{прит}} - G_{\text{выт}} = V_{\text{п}}\rho_{\text{п}}\Delta B/3600, \quad \text{(VI—10)}$$

где $V_{\text{п}}$ — объем кондиционируемого помещения; $\rho_{\text{п}}$ — плотность воздуха в помещении; ΔB — превышение кратности подачи воздуха в помещении (над кратностью вытяжки) за час.

Ориентировочные минимальные значения ΔB (в $ч^{-1}$), обеспечивающие необходимое уплотнение помещения, приведены ниже.

Помещение	
без окон и наружных дверей	0,5—0,75
с окнами	
на одну сторону	1
на две стороны	1,5
на три и четыре стороны	2
Вестибюль	2—3

При этом необходимо следить за тем, чтобы количество приточного, вентиляционного воздуха $V_{\text{сан}}$, определяемого санитарными нормами, было больше количества воздуха, определяемого по уравнению (VI—10).

При создании необходимого подпора в помещении, обеспечивающего отсутствие инфильтрации, $Q_{\text{инф}}$ и $W_{\text{инф}}$ в уравнениях (VI—1) и (VI—2) учитывать не следует.

Тепло- и влагоприток в помещения с вентиляционным воздухом $Q_{\text{вент}}$ (в Вт) и $W_{\text{вент}}$ (в кг/с)определяют по уравнениям, идентичным уравнениям (VI—8) и (VI—9):

$$Q_{\text{вент}} = G_{\text{прит}}(i_{\text{н}} - i_{\text{п}});$$

$$W_{\text{вент}} = G_{\text{прит}}(d_{\text{н}} - d_{\text{п}}).$$

Количество наружного воздуха $G_{\text{прит}}$, подаваемого в помещение, принимается бо́льшим из следующих трех величин: $G^{\text{вр}}_{\text{прит}}$, рассчитанного на поддержание допустимой концентрации вредных газов или пыли; $G^{\text{сан}}_{\text{прит}}$, требуемого по санитарным нормам на находящихся в помещении людей, или $G^{\text{упл}}_{\text{прит}}$, необходимого для предотвращения инфильтрации наружного воздуха в помещение.

$$G^{\text{вр}}_{\text{прит}} = (G_{\text{вр}}\rho_{\text{п}})/c_{\text{вр}} \cdot 10^3, \quad \text{(VI—11)}$$

где $G_{\text{вр}}$ — выделение вредных газов или пыли в помещении, г/с; $\rho_{\text{п}}$ — плотность воздуха в помещении, кг/м³; $c_{\text{вр}}$ — предельно допустимая концентрация вредных газов или пыли в помещении, мг/м³.

В уравнении (VI—11) концентрация вредных газов или пыли в приточном воздухе принята равной нулю.

$$G^{\text{сан}}_{\text{прит}} = nV_{\text{сан}}\rho_{\text{п}},$$

где n — расчетное число людей, единовременно находящихся в помещении; $V_{\text{сан}}$ — санитарная норма подачи наружного воздуха на 1 человека, м³/с.

В производственных помещениях, не имеющих вредных газо- и пылевыделений, минимальная подача наружного воздуха на 1 человека: при объеме помещения менее 20 м³ на 1 человека $V_{\text{сан}}$=0,00835 м³/с (30 м³/ч); при объеме помещения 20—40 м³ на 1 человека $V_{\text{сан}}$=0,00555 м³/с (20 м³/ч).

При расчете воздухообмена в общественных помещениях руководствуются установленными санитарными нормами $V_{\text{сан}}$ [в м³/с (м³/ч)].

В помещениях детских учреждений и школах с возрастом детей до 12 лет	0,0042(15)
При запрещении курения	0,00695(25)
При умеренном курении	0,0097(35)
При сильном курении	0,0140(50)
В специальных курительных комнатах	0,021(75)

СПОСОБЫ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА И РЕГУЛИРОВАНИЕ ЕГО ПАРАМЕТРОВ

Задача установки кондиционирования воздуха — получение и поддержание требуемых параметров воздуха в помещении. Получение требуемых параметров воздуха в помещении достигается путем тепловлажностной обработки воздуха, поступающего в помещение, до состояния B (линия CB на рис. VI—1, *б*), определяемого уравнением теплового и влажностного балансов. Поддержание требуемых параметров воздуха в помещении осуществляется автоматическими регулирующими органами — термо- и влагорегуляторами.

В установках летнего кондиционирования воздуха главными процессами тепловой и влажностной обработки являются охлаждение и осушение его в контактном или поверхностном воздухоохладителе (линия CK на рис. VI—6). Необходимое для автоматического регулирования изменение состояния воздуха после воздухоохладителя осуществляется обычно путем изменения температуры холодильного агента или хладоносителя в воздухоохладителе. Регулирование температуры холодильного агента в воздухоохладителях непосредственного охлаждения должно осуществляться изменением холодопроизводительности компрессора холодильной машины. Регулирование температуры хладоносителя (обычно холодной воды) осуществляется чаще всего с помощью трехходового вентиля, смешивающего в необходимой пропорции хладоноситель из холо-

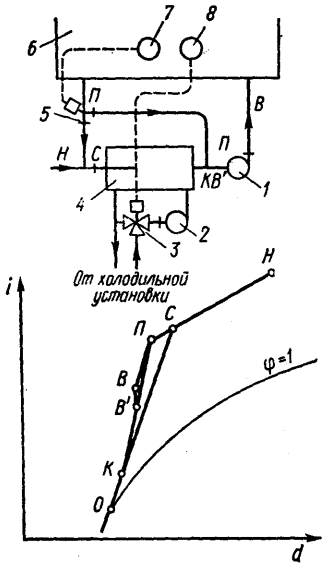


Рис. VI—5. Схема летнего кондиционирования воздуха с байпасом:

а — схема установки; *б* — изображение процесса в *d, i*-диаграмме; *Н* — наружный воздух; *П* — воздух в помещении; *С* — смесь наружного и рециркуляционного воздуха; *К* — воздух после воздухоохладителя; *О* — воздух непосредственно у охлаждающей поверхности; *В′* — воздух перед вентилятором (смесь состояний *П* и *К*); *В* — воздух, поступающий в помещение; *1* — вентилятор; *2* — насос хладоносителя; *3* — трехходовой смесительный вентиль; *4* — воздухоохладитель; *5* — смесительный створчатый клапан; *6* — кондиционируемое помещение; *7* — терморегулятор; *8* — влагорегулятор

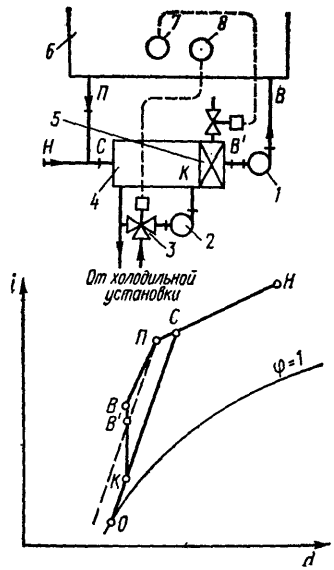


Рис. VI—6. Схема летнего кондиционирования воздуха с подогревом:

а — схема установки; *б* — изображение процесса в *d, i*-диаграмме; *5* — калорифер; остальные обозначения такие же, как на рис. VI—5

дильной установки с отепленным в воздухоохладителе хладоносителем. Чаще всего этот процесс управляется влагорегулятором.

Для того, чтобы из воздуха состояния *К* получить воздух необходимого состояния *В*, применяют два основных способа.

1. Если линия *ПВ′* (с учетом подогрева в вентиляторе и воздушном канале *ВВ′*) пересекается с линией *СК*, то можно получить воздух с параметрами точки *В* путем смешения воздуха после воздухоохладителя *К* с воздухом из помещения (схема с байпасом — рис. VI—5).

2. В случае когда линии *СК* и *ПВ′* не пересекаются, процесс *КВ′* невозможен без подогрева воздуха (схема с подогревом — рис. VI—6).

В схеме с байпасом регулирование положения точки *В* на линии *КП* можно производить путем периодического пуска и останова вентилятора. Этот метод позволяет несколько сократить расход электроэнергии на вентиляторы, однако его можно применять лишь там, где перерывы в подаче воздуха до-

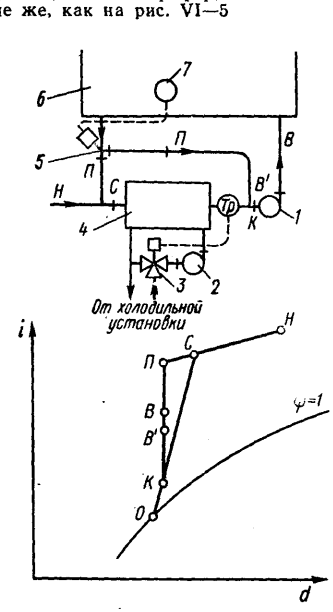


Рис. VI—7. Схема летнего кондиционирования воздуха в помещении без влаговыделений:

а — схема установки; *б* — изображение процесса в *i—d*-диаграмме; *7* — терморегулятор; остальные обозначения такие же, как на рис. VI—5

пустимы с точки зрения самочувствия людей или технологических процессов в помещении. Схема с подогревом является экономически менее выгодной, чем с байпасом. Поэтому ее надо применять только там, где это абсолютно необходимо. Экономичность схемы кондиционирования можно повысить, применяя комбинирование двух этих способов. В этом случае расход теплоты на подогрев и эквивалентный ему расход холода существенно сокращаются. Подогрев воздуха после его охлаждения неизбежен также в тех случаях, когда рециркуляция воздуха из помещения не допускается по гигиеническим соображениям.

При отсутствии влаговыделений в помещении температуру охлаждающей среды можно оставить постоянной (рис. VI—7) и поддерживать на нужном уровне с помощью так называемого терморегулятора точки росы, исключив из схемы влагорегулятор. Эта схема является весьма распространенной. Влагорегулятор также не применяют там, где влажность воздуха может изменяться в широких пределах, например в установках комфортного кондиционирования воздуха.

Весной и осенью бывают довольно продолжительные периоды, когда целесообразно использовать вместо холодильной машины прохладный наружный воздух для отвода теплоты из помещения. Таким образом, можно значительно снизить расход электроэнергии и другие эксплуатационные расходы на установку. Экономическую целесообразность использования естественного холода наружного воздуха в промежуточные сезоны можно определять по методике. Графическая интерпретация этой методики дается в i—d-диаграмме для случая постоянства тепло- и влаговыделений в помещении в течение всего года, что встречается крайне редко. Наиболее общий случай, когда тепловлажностная нагрузка помещения в течение года резко изменяется, удобно проанализировать в диаграмме Q—$i_н$ в координатах тепловая нагрузка — энтальпия наружного воздуха (рис. VI—8). На ней можно проследить пять режимов.

Режим X, обычный для летнего кондиционирования воздуха: отвод тепловыделений в помещении $Q_п$ холодильной машиной при минимальной подаче наружного воздуха $G_{н\,min}$.

Режим $X+HB$, наступающий тогда, когда энтальпия наружного воздуха $i_н$ сравняется с энтальпией воздуха в помещении $i_п$. Подача наружного воздуха в этом случае становится максимальной. Отвод теплоты из помещения производится частично холодильной машиной, а частично — наружным воздухом. При этом доля теплоты, отводимой холодильной машиной, все падает и при $i_н$, соответствующей равенству $Q_п=Q_{н\,max}=G_{н\,max}(i_п-i_н)$, становится равной нулю.

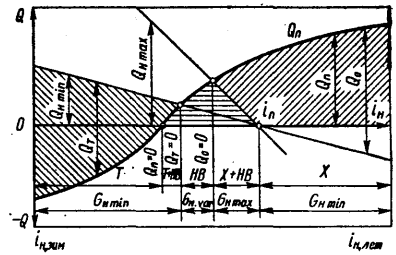


Рис. VI—8. Изображение режимов работы холодильной установки в координатах Q, i:
Q_0 и $Q_т$ — холодо- и теплопроизводительность кондиционера; $Q_{н\,max}$ — максимальный расход теплоты, подводимой наружным воздухом к помещению или отводимой от него; $i_п$ — энтальпия воздуха в помещении; $G_{н\,min}$, $G_{н\,max}$ — минимальная и максимальная подача наружного воздуха в помещение; $G_{н\,var}$ — переменная подача воздуха

При более низких значениях $i_н$ начинается новый режим HB, при котором все тепловыделения в помещении $Q_п$ отводятся наружным воздухом при постепенном уменьшении его подачи $G_{н\,var}$ с $G_{н\,max}=G_ц$ до минимальной величины $G_{н\,min}$, определяемой санитарными требованиями.

Когда $Q_п \leqslant Q_{н\,min}=Q_{н\,min}(i_п-i_н)$, наступает следующий режим $T+HB$, характеризующийся тем, что во избежание чрезмерного охлаждения помещения в него необходимо подавать некоторое количество теплоты.

Когда $Q_п=0$ и $Q_т=Q_{н\,min}$, отвод теплоты из помещения прекращается и начинается новый режим T — обычный режим зимнего кондиционирования воздуха.

Продолжительность промежуточных режимов с отводом теплоты из помещения наружным воздухом зависит от величины внутренних тепловыделений в помещении. При малом их значении промежуточные режимы могут совсем отсутствовать, а при большом — составлять значительную часть года не только весной и летом, но частично и зимой. Зная продолжительность стояния нужной энтальпии $i_н$, можно легко определить продолжительность того или иного режима работы УКВ и решить вопрос о его целесообразности.

СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ТИПЫ ПРИМЕНЯЕМЫХ В НИХ КОНДИЦИОНЕРОВ

Системой кондиционирования воздуха (СКВ) называют комплекс устройств, предназначенных для приготовления, перемещения, распределения воздуха и автоматического регулирования его параметров.

Различают центральные, местные и местно-центральные системы кондиционирования воздуха.

Автономные кондиционеры обычно относят к местным системам, однако крупные их модели могут служить базой для центральных и местно-центральных систем.

Центральными называют СКВ, обслуживающие одно или несколько крупных помещений или большое число мелких помещений путем подачи в них по системе воздуховодов кондиционированного воздуха в необходимом количестве, поступающего от центрального кондиционера, расположенного вне обслуживаемых помещений. Если обслуживается несколько помещений, возможна дополнительная тепловлажностная обработка кондиционированного воздуха в специальных доводчиках.

Местными называют системы кондиционирования воздуха с кондиционерами, установленными непосредственно в самих помещениях. Такие системы либо имеют централизованные источники холодоснабжения (системы с местными неавтономными кондиционерами), либо получают холод от встроенных в кондиционеры холодильных машин (системы с местными автономными кондиционерами).

В местно-центральных системах централизованное снабжение кондиционированным наружным воздухом сочетается с работой местных кондиционеров, предназначенных для приготовления и рециркуляции воздуха непосредственно в помещении. К местно-центральным системам можно отнести водовоздушные системы с местными эжекционными или вентиляторными кондиционерами (доводчиками).

Центральные системы кондиционирования воздуха. Различают однозональные (для одного крупного помещения) и многозональные (для группы помещений) системы кондиционирования воздуха. Многозональные системы можно разделить на системы с индивидуальными доводчиками, системы с количественным индивидуальным регулированием подачи воздуха в помещения и двухканальные системы.

Установки могут работать на наружном воздухе (прямоточные системы) и на смеси наружного и рециркуляционного воздуха (рециркуляционные системы). К рециркуляционным относят системы, работающие на одном рециркуляционном воздухе без примеси наружного (сравнительно редкий случай). Использование прямоточных систем кондиционирования воздуха обычно приводит к значительному перерасходу холода по сравнению с использованием рециркуляционных систем, особенно в южных районах. Поэтому прямоточные системы применяют только в тех случаях, когда санитарными нормами рециркуляция запрещается. Во всех остальных случаях используют рециркуляционные системы.

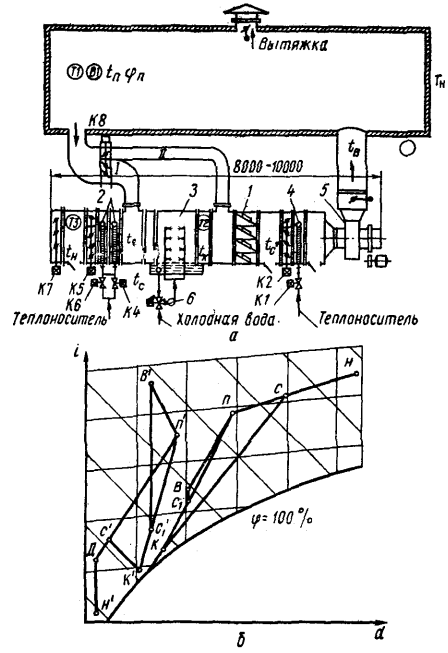


Рис. VI—9. Центральная однозональная рециркуляционная система кондиционирования воздуха:

а — схема установки; *б* — процессы обработки воздуха; *1* — фильтр; *2* — калориферы первого подогрева; *3* — форсуночная камера; *4* — калориферы второго подогрева; *5* — вентилятор; К1÷К7 — клапаны

Различают установки низкоскоростные (низкого давления) со скоростью воздуха в магистральных каналах до 15 м/с и высокоскоростные (высокого давления), в которых эта скорость достигает 35 м/с. Увеличение скорости приводит к повышению напора, создаваемого вентилятором, до 3000 Па (против 1200 Па в низкоскоростных системах). Высокоскоростные установки применяют для сокращения размеров воздуховодов.

Центральная однозональная рециркуляционная система кондиционирования воздуха (рис. VI—9, *а*) предназначена для обслуживания одного помещения производственного или общественно-коммунального назначения с переменной тепловой нагрузкой. В таком помещении летом требуется поддерживать температуру $t_п$ при влажности $\varphi_п$, а зимой — температуру $t'_п$ при влажности $\varphi'_п$ при постоянных расходах наружного и рециркуляционного воздуха. Рециркуляционный воздух может подмешиваться до камеры орошения (первая рециркуляция) или после камеры орошения (вторая рециркуляция).

При работе в расчетном режиме наружный воздух *Н* смешивается с рециркуляционным *П* (рис. VI—9, *б*). Смесь воздуха *С* охлаждается в камере орошения до состояния *К*. Воздух, параметры которого соответствуют параметрам помещения (точка *П*), поступая по каналу второй рециркуляции, подмешивается к охлажденному воздуху (точка C_1). Смесь нагревается, проходя вентилятор и воздуховод, до состояния, соответствующего точке *В*, и подается в обслуживаемое помещение.

При расчетных зимних условиях, характеризуемых точкой *Н'*, наружный воздух подогревается калориферами первого подогрева до состояния *D*, затем смешивается с рециркуляционным воздухом (точка *С'*); смесь увлажняется и приобретает параметры, соответствующие точке *К'*. Воздух, поступающий по каналу второй рециркуляции, смешивается с увлажненным воздухом и приобретает параметры, соответствующие точке C'_1, смесь нагревается в калориферах второго подогрева до состояния *В'* и выпускается в помещение. Поглощая влагу и нагревая помещение, воздух приобретает параметры, соответствующие точке *П*.

Воздух подается в помещение с помощью вентилятора *5* (см. рис. VI—9, *а*).

Автоматическое управление работой системы осуществляется следующим образом. Терморегулятор *Т1*, устанавливаемый в помещении, управляет клапаном *К8*, регулирующим распределение воздуха между каналами первой и второй рециркуляций. После того как створки клапана на канале первой рециркуляции (*I*) полностью закрываются, а на канале второй рециркуляции (*II*) полностью открываются, терморегулятор *Т1* или его дублер переходят на управление клапанами *К1* и *К2*, регулирующими работу калориферов второго подогрева *4*. Влагорегулятор в помещении *В1*, воздействуя на привод трехходового смесительного клапана *6*, регулирует температуру воды, разбрызгиваемой в форсуночной камере *3* или подаваемой в поверхностный воздухоохладитель, т. е. косвенно температуру воздуха в точке *К*. При небольших и постоянных влаговыделениях в помещении эту температуру поддерживают постоянной с помощью так называемого терморегулятора точки росы *Т2*. Влагорегулятор *В1* в этом случае отсутствует.

При режимах нагрева (холодный период года) регулятор *Т2* управляет работой калориферов первого подогрева *2*, регулируя подачу теплоносителя к калориферам клапаном *К4* и расход воздуха через калорифер воздушным клапаном *К5*.

Терморегулятор *Т3* предохраняют калориферы первого подогрева от замораживания путем включения подачи минимального количества теплоносителя клапаном *К6* в том случае, если температура наружного воздуха становится ниже 2°С. Открывание и закрывание клапана *К7* блокируются с пуском и остановом вентилятора.

В схему терморегуляторов *Т1* и *Т2* системы может быть включен дополнительный терморегулятор *ТН*, устанавливаемый в потоке наружного воздуха и корректирующий температуру в обслуживаемом помещении и температуру точки росы в зависимости от изменения температуры наружного воздуха. Влагорегулятор *В1* может быть также включен как корректирующий прибор в схему терморегулятора *Т2*.

Центральная однозначная прямоточная система кондиционирования воздуха (рис. VI—10, *а*) предназначена для поддержания заданной температуры $t_п$ при относительной влажности $\varphi_п$ летом и температуры $t'_п$ при влажности $\varphi'_п$ зимой в одном помещении при постоянном расходе подаваемого воздуха.

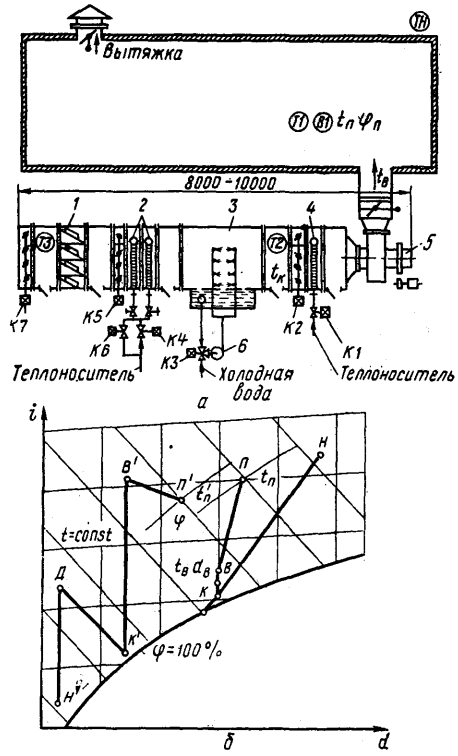


Рис. VI—10. Центральная однозональная прямоточная система кондиционирования воздуха: *а* — схема установки; *б* — процессы обработки воздуха; *1* — фильтр; *2* — калорифер первого подогрева; *3* — форсуночная камера; *4* — калорифер второго подогрева; *5* — вентилятор; *6* — насос

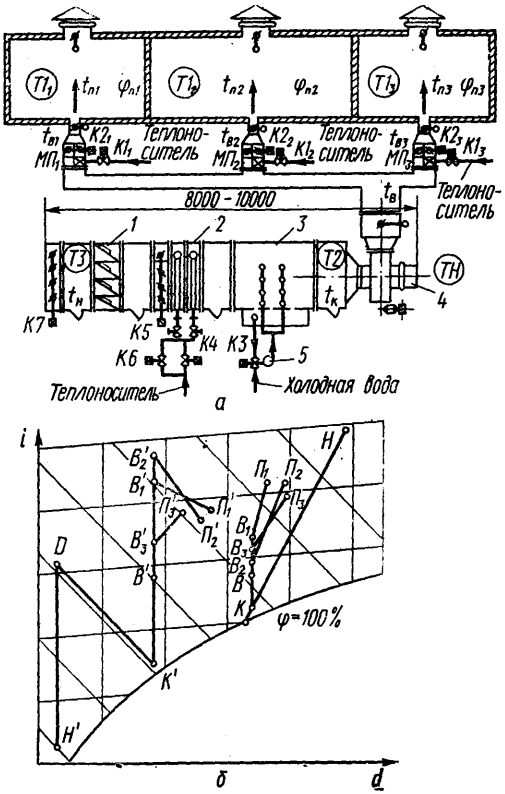


Рис. VI—11. Центральная многозональная прямоточная система кондиционирования воздуха:
а — схема установки; *б* — процессы обработки воздуха; *1* — фильтр; *2* — калорифер первого подогрева; *3* — форсуночная камера; *4* — калорифер второго подогрева; *5* — вентилятор

При расчетных летних условиях воздух состояния H (рис. VI—10, б) поступает в центральный кондиционер, где проходит через секцию фильтров, охлаждается и осушается в форсуночной камере до состояния K, затем подогревается в вентиляторе и воздуховодах, а если требуется, и в калорифере второго подогрева до состояния B и поступает в помещение. Линия $BП$ представляет собой луч процесса ассимиляции избытков тепла и влаги в помещениях в летнем режиме.

При расчетных зимних условиях (точка H') воздух нагревается в калориферах первого подогрева до состояния D, увлажняется до состояния K' в форсуночной камере и далее нагревается в калориферах второго подогрева до состояния B', после чего поступает в помещение (линия $B'П'$), поглощая избыток влаги и компенсируя теплопотери.

Автоматическое управление системой осуществляется следующим образом (см. рис. VI—10, *а*). Терморегулятор $Т1$, находящийся в помещении, регулирует подогрев воздуха в калорифере второго подогрева, воздействуя на подачу теплоносителя клапаном $К1$ и на обводной воздушный клапан $К2$.

Влагорегулятор $В1$ или терморегулятор точки росы воздействует на привод трехходового смесительного клапана $К3$, регулирующего температуру разбрызгиваемой воды.

Схема автоматического регулирования в зимних условиях аналогична описанной выше, за исключением клапана $К8$.

Центральная многозональная прямоточная система кондиционирования воздуха (рис. VI—11) позволяет поддерживать в помещениях летом температуру от $t_{п1}$ до $t_{п3}$ при допустимых колебаниях относительной влажности от $\varphi_{п1}$ до $\varphi_{п3}$, а в зимний и переходный периоды — температуру в пределах от $t'_{п1}$ до $t'_{п3}$ при допустимых колебаниях влажности от $\varphi'_{п1}$ до $\varphi'_{п3}$.

Помимо кондиционера система включает в себя местные подогреватели, устанавливаемые по числу обслуживаемых помещений или комплексов одинаковых помещений и, как правило, в непосредственной близости от кондиционера.

В летнее время наружный воздух при расчетных условиях (точка H) поступает в систему, фильтруется, охлаждается и осушается до состояния K. Затем воздух нагревается, проходя через вентилятор и воздуховоды, до температуры, соответствующей точке B, и подогревается в местных подогревателях $МП$ до температур, соответствующих точкам B_1, B_2 и B_3, в зависимости от тепловыделений в этих помещениях и подается в них, поглощая избыток теплоты и влаги и достигая заданных параметров в точка $П_1$, $П_2$ и $П_3$.

При расчетных зимних условиях наружный воздух состояния H' подогревается в калориферах первого подогрева до температуры, соответствующей точке D, нагревается в вентиляторе и воздуховодах до температуры, соответствующей точке B', увлажняется и приобретает параметры точки K', затем воздух нагревается в местных подогревателях до параметров, соответствующих точкам B'_1, B'_2 или B'_3 и подается в помещения, где и приобретает заданные параметры (точки $П'_1 — П'_3$).

Автоматическое управление многозональной системой осуществляется следующим образом. Терморегуляторы $Т1_1$, $Т1_2$ и $Т1_3$, устанавливаемые в помещениях, управляют местными подогревателями $МП_1$, $МП_2$ и $МП_3$ путем регулирования подачи теплоносителя клапанами $К1_1$,

Таблица VI—13

Отечественные центральные кондиционеры

Технические характеристики	КТЦ2-10 (КД-10А)	КТЦ2-20 (КД-20А)	КТЦ2-31,5 (КТЦ-31,5)	КТЦ2-40 (КТЦ-40)	КТЦ2-63 (КТЦ-63)	КТЦ2-80 (КТЦ-80)	КТЦ2-125 (КТЦ-125)	КТЦ2-160 (КТЦ-160)	КТЦ2-200 (КТЦ-200)	КТЦ2-250 (КТЦ-250)
Номинальная производительность по воздуху										
кг/с	3,33	6,66	10,5	13,3	21,0	26,6	41,6	53,3	66,6	83,3
тыс. м³/ч	10	20	31,5	40	63	80	125	160	200	250
Размеры сечения для прохода воздуха										
ширина, мм	828	1655	1655	1655	3405	3405	3405	3405	5155	5155
высота, мм	1253	1253	2003	2503	2003	2503	4003	5003	4003	5003
площадь сечения, м²	1,04	2,08	3,32	4,15	6,83	8,54	13,65	17,05	20,65	25,80
Номинальная массовая скорость воздуха в свободном сечении, кг/(м²·с)	3,30	3,33	3,16	3,20	3,08	3,12	3,05	3,12	3,22	3,22
Общий напор вентилятора, кПа	До 1,6	До 1,6	0,8—1,2	0,8—1,2	0,8—1,6	0,8—1,6	0,8—1,6	0,8—1,6	0,8—1,6	0,8—1,6
Мощность электродвигателя вентилятора, кВт	5,5	7,5—11	13—17	17—22	22—40	30—55	40—75	55—110	75—132	110—160
Массовый расход охлаждающей воды в камере типа ОКС (p=100 кПа), кг/с	4,6—6,0	7,7—9,9	10,5—14,9	14,3—19,8	23,0—32,7	31,4—43,5	46,0—65,3	63,0—87,1	66,9—95,0	91,5—127,0
Максимальный коэффициент орошения в камере типа ОКС	1,8	1,48	1,42	1,49	1,56	1,63	1,57	1,64	1,43	1,53
Массовый расход охлаждающей воды в камере типа ОКФ										
политропная секция (p=100 кПа)	—	—	24,7	30,9	49,5	61,8	99	124	148	185
адиабатная секция (p=100 кПа)	—	—	4,87	5,85	9,75	11,7	19,5	23,4	29,2	35,0
Максимальный коэффициент орошения										
политропная секция	—	—	2,35	2,32	2,36	2,32	2,38	2,33	2,22	1,98
адиабатная секция	—	—	0,465	0,44	0,465	0,44	0,47	0,44	0,394	0,42

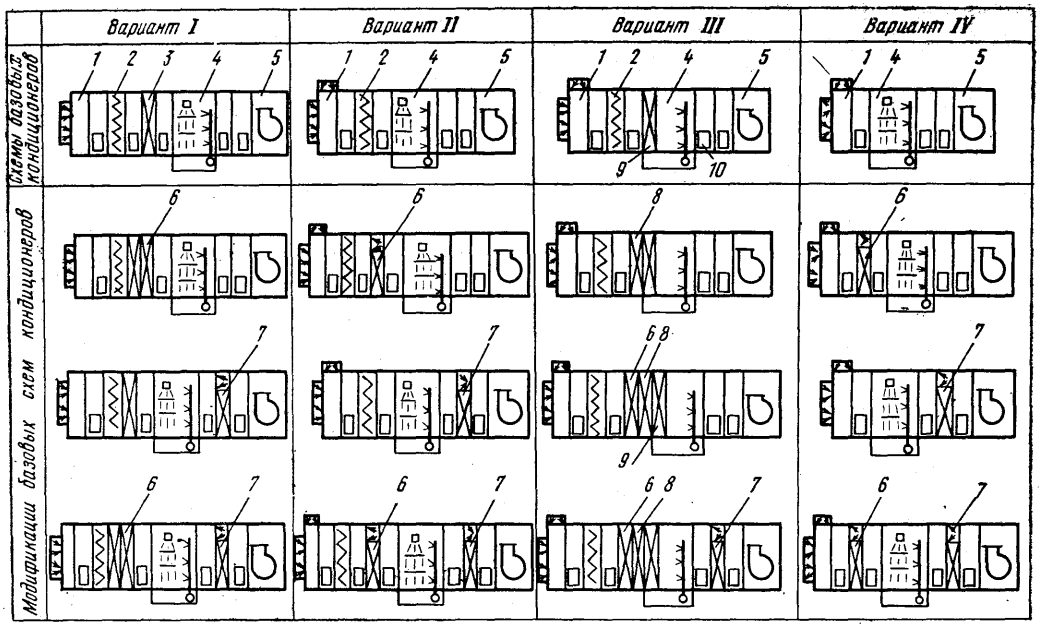


Рис. VI—12. Центральные секционные кондиционеры КТЦ:

1 — приемный блок; *2* — блок очистки воздуха (фильтр); *3* — блок первого подогрева; *4* — блок тепловлажностной обработки воздуха; *5* — блок вентилятора; *6* — блок предварительного или дополнительного подогрева воздуха; *7* — блок второго подогрева воздуха; *8* — блок дополнительного поверхностного воздухоохладителя; *9* — блок основного поверхностного воздухоохладителя; *10* — промежуточный блок

$K1_2$ и $K1_3$ и расхода воздуха через калорифер клапанами $K2_1$, $K2_2$ и $K2_3$.

Влажность регулируется терморегулятором *T2*, который при режимах охлаждения (теплый период года) управляет подачей холодной воды в камеру орошения с помощью трехходового клапана *K3*. При режимах нагрева (холодный период года) работа системы для каждого помещения аналогична предыдущей. В схеме терморегуляторов $T1_1$, $T1_2$, $T1_3$ и *T2* может быть включен терморегулятор *TH*, установленный в потоке наружного воздуха и корректирующий их работу в зависимости от температуры наружного воздуха.

Как видно из рис. VI—9—VI—11, наружный воздух зимой подвергается изоэнтальпическому увлажнению. Чаще этот процесс совмещают с первым подогревом воздуха, увлажняя воздух теплой водой в форсуночной камере. Это позволяет значительно сократить поверхность калориферов первого подогрева, а в ряде случаев полностью от них отказаться.

Описанные выше системы, как и многие другие, реже применяемые, могут быть реализованы с помощью центральных секционных форсуночных кондиционеров типов КД, КТЦ и КТЦ-2 (табл. VI—13).

Каждый типоразмер кондиционеров КТЦ может компоноваться в 16 модификациях, различающихся между собой наличием и взаимным расположением отдельных элементов.

Эти модификации можно разбить на четыре основных варианта (рис. VI—12).

I Прямоточный с охлаждением воздуха в форсуночной камере

II С первой рециркуляцией и форсуночной камерой

III С первой рециркуляцией и охлаждением воздуха в поверхностном воздухоохладителе

IV Без фильтрации воздуха и с форсуночной камерой

Каждый из этих вариантов в свою очередь делится на 4 модификации, сочетание элементов в которых ясно из рис. VI—12. Недостатком всех этих вариантов и модификаций является отсутствие в них второй рециркуляции (схема с байпасом), наиболее удобной и экономичной в однозональных кондиционерах.

В кондиционерах, выполненных по вариантам I, II и IV, используют форсуночные камеры типа ОКФ либо ОКС.

Таблица VI—14

Камеры орошения ОКФ кондиционеров КТЦ и КТЦ2

Кондиционер	Диаметры условного прохода водяных труб, мм		Количество стояков		Количество форсунок					Масса, кг, не более
	D_{y1} на входе	D_{y2} на выходе (перелив или к насосу)	в одном ряду	всего	в одном стояке первого ряда	в первом ряду	в одном стояке второго ряда	во втором ряду	всего	
КТЦ31,5	2×100	2×125	5	10	11 16	55 80	8 11	40 55	95 135	1530
КТЦ40	2×100	2×125	5	10	15 21	75 105	11 15	55 75	130 180	1730
КТЦ63	2×125	2×250	11	22	11 16	121 176	8 11	88 121	209 297	2700
КТЦ80	2×125	2×250	11	22	15 21	165 231	11 15	121 165	286 396	3000
КТЦ125	4×125	2×250	22	44	11 16	242 352	8 11	176 242	418 594	4000
КТЦ160	4×125	2×250	22	44	15 21	330 462	11 15	242 330	572 792	5200
КТЦ200	4×125	2×300	32	64	11 16	352 512	8 11	256 352	608 864	5800
КТЦ250	4×125	2×300	32	64	15 21	480 672	11 15	352 480	832 1152	6800

Таблица VI—15

Камеры орошения ОКФ кондиционеров КД и КТЦ2

Техническая характеристика	Кондиционеры			
	КТЦ2-10 (КД-10А)		КТЦ2-20 (КД-20А)	
	Исполнение			
	1	2	1	2
Количество стояков				
в одном ряду	3	3	5	5
всего	6	6	10	10
Количество форсунок				
в одном стояке первого ряда	8	10	8	10
в первом ряду	24	30	40	50
в одном стояке второго ряда	6	8	6	8
во втором ряду	18	24	30	40
всего	42	54	70	90
Диаметр условного прохода, мм				
на входе D_{y1}	2×65	2×65	2×65	2×65
на выходе D_{y2} (на перелив или к насосу)	2×100	2×100	2×100	2×100
Масса, кг, не более	504	504	770	770

Таблица VI—16

Камеры орошения ОКС

Техническая характеристика	Кондиционеры							
	КТЦ250	КТЦ200	КТЦ160	КТЦ125	КТЦ80	КТЦ63	КТЦ40	КТЦ31,5
Количество форсунок в оросительной части								
адиабатической	180	150	120	100	60	50	30	25
политропической	180	144	120	96	60	48	30	24
Условный диаметр водяных труб								
D_{y1} на входе	4×125	4×125	4×125	4×125	2×125	2×125	2×100	2×100
D_{y2} на выходе (на перелив или к насосу), мм	2×300	2×300	2×250	2×250	2×250	2×250	2×125	2×125
Масса, кг, не более	6610	5670	4460	3680	2805	2460	1575	1390

Таблица VI—17

Форсунки, примененные в камерах ОКФ и ОКС

Тип форсунки	Производительность (в кг/с) при давлении воды, 10^5Па					
	0,2	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0
ШФ5/9	0,037	0,074	0,107	0,129	0,144	—
УЦ14-10×15	—	0,72	1,00	1,25	—	—
УЦ6-5, 5×5,5	—	—	0,133	0,167	0,195	0,238

Камеры типа ОКФ состоят из входного воздухораспределителя, сепаратора, поддона и двух оросительных систем для политропной и адиабатной обработки воздуха. Разбрызгивание воды у первого ряда труб (политропная обработка) — по ходу воздуха, у второго ряда (адиабатная обработка) — против потока воздуха. Камеры типа ОКФ оснащены широкофакельными тангенциальными форсунками ШФ5/9, работающими при давлении свыше 20 кПа. В таких камерах можно нагревать и увлажнять наружный воздух, имеющий отрицательные температуры (до —15°С). Технические характеристики камер орошения ОКФ приведены в табл. VI—14 и VI—15.

В камерах типа ОКС также две оросительные системы: для политропной обработки воздуха посредством вертикального разбрызгивания с последующим дроблением капель на сетках и для адиабатной обработки воздуха по-

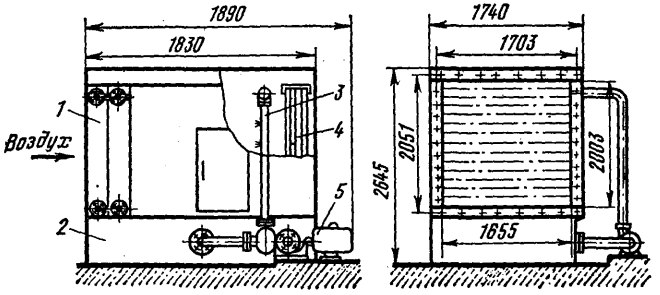


Рис VI—13. Блок тепловлажностной обработки воздуха (БТМ-4) в кондиционере КТЦ-31,5:
1 — поверхностный воздухоохладитель; *2* — поддон; *3* — оросительная система; *4* — сепараторы; *5* — насос

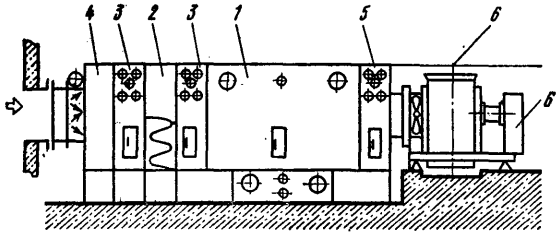


Схема 1

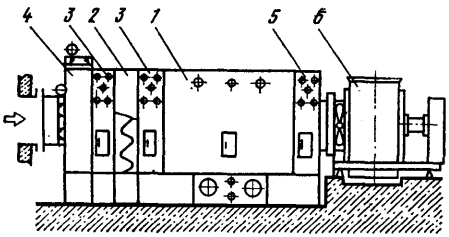


Схема 2

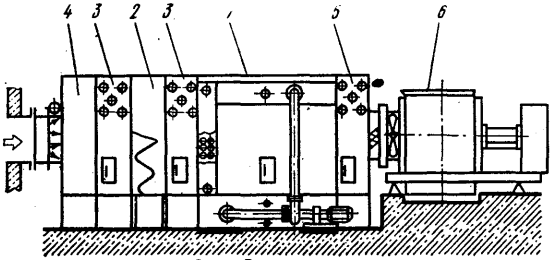


Схема 3

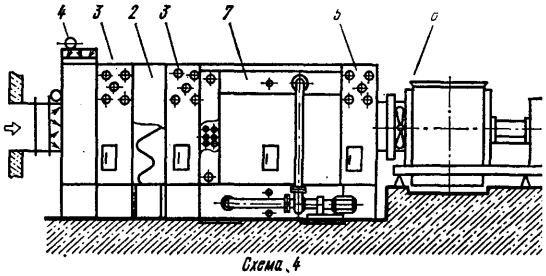


Схема 4

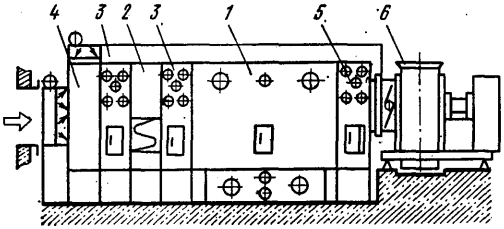


Схема 5

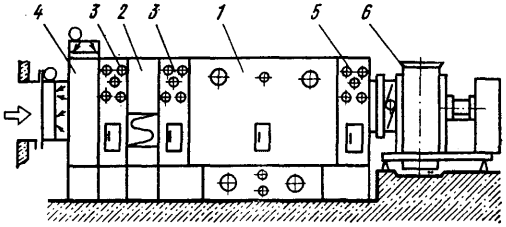


Схема 6

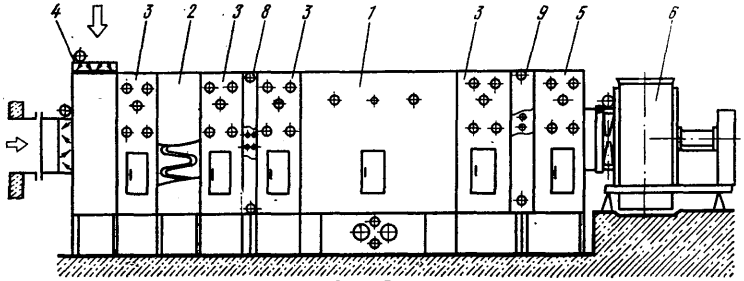


Схема 7

Рис. VI—14. Центральные секционные кондиционеры КТЦ2:

1 — камера орошения; *2* — фильтр воздушный; *3* — камера обслуживания; *4* — блок приемный; *5* — блок присоединительный; *6* — вентагрегат; *7* — блок тепломассообмена; *8, 9* — соответственно двухрядный и однорядный воздухонагреватели без обводного канала

средством противоточного разбрызгивания воды. В камерах типа ОКС применены форсунки УЦ14-10×15 для политропной системы орошения и форсунки УЦ6-5,5×5,5 для осуществления адиабатных процессов.

Технические характеристики камер орошения типа ОКС приведены в табл. VI—16. Гидравлические характеристики форсунок ШФ5/9, УЦ14-10×15 и УЦ6-5,5×5,5 приведены в табл. VI—17.

Длина по ходу воздуха для камер типов ОКФ и ОКС одинакова и равна 2425 мм (кондиционеры КТЦ) или 1800 мм (кондиционеры КД).

В базовом кондиционере варианта III и его модификациях применен блок тепловлажностной обработки БТМ-4 (рис. VI—13) с поверхностным воздухоохладителем, имеющим по глубине 4 ряда оребренных труб. В случае применения рассола эта конструкция позволяет осуществлять глубокую осушку и охлаждение воздуха.

Применение блоков тепломассообмена БТМ-4 вместо форсуночных камер орошения приводит к повышению металлоемкости кондиционера и поэтому должно быть обосновано путем технико-экономического расчета.

В кондиционерах типа КТЦ для очистки воздуха от пыли (при среднегодовой запыленности до 1 мг/м^3 и кратковременной запыленности до 10 мг/м^3) применяют сухие рулонные фильтры типа ФР-4, составленные из унифицированных блоков с решетками, на которых складками укладывается фильтрующий материал. Аэродинамическое сопротивление чистого фильтра 60 Па, а предельно допустимое — 300 Па.

По достижении предельно допустимого сопротивления фильтрующий материал сматывается в рулон на катушку с помощью электропривода; после регенерации его можно вновь применять, но не более трех раз. Эффективность очистки воздуха в фильтрах ФР-4 не ниже 80%.

При среднегодовой запыленности воздуха до 10 мг/м^3 применяют самоочищающиеся масляные фильтры типа ФС, эффективность очистки в которых также не ниже 80%. Начальное аэродинамическое сопротивление 60 Па, конечное — 100 Па.

В фильтрах ФС применяют масла — висциновое, ГОСТ 7611—75 ($t_{заст}$=—20°С), индустриальное И-12А, И-20А, ГОСТ 20799—75 ($t_{заст}$=—30°С), и приборное МВТ, ГОСТ 1305—76 ($t_{заст}$=—60°С).

В состав кондиционеров КТЦ входят также приемные блоки, которые служат для забора наружного воздуха и смешения наружного и рециркуляционного воздуха; воздушные клапаны (с электрическим или пневматическим приводом поворота лопаток) предназначенные для регулирования расходов воздуха; камеры для обслуживания оборудования и воздушные камеры для формирования воздушного потока; присоединительные блоки с вентиляторными агрегатами одностороннего и двустороннего всасывания. Присоединительные размеры всех секций унифицированы.

Габаритные размеры кондиционеров КТЦ2 соответствуют габаритным размерам выпускаемых ранее кондиционеров КД и КТЦ. В отличие от кондиционеров КД и КТЦ в кондиционерах КТЦ2 применены новые биметаллические нагреватели, а также новый блок тепломассообмена БТМ-2 (вместо БТМ-4), в котором установлено два ряда биметаллических теплоотдающих элементов вместо четырех рядов с ленточным оребрением. Кроме того, в кондиционерах КТЦ2 использованы более эффективные воздушные (сухие) фильтры ФР-5; в кондиционерах, рекомендуемых для текстильной промышленности, использованы новые самоочищающиеся воздушные фильтры ФС-2 с непосредственной очисткой масла в системе фильтра.

Кондиционеры КТЦ2 изготовляют с типовыми и специальными схемами компоновки оборудования.

Кондиционеры с типовыми схемами компоновки оборудования имеют шесть базовых схем (из которых путем дополнительной комплектации воздухонагревателями, воздушными клапанами, камерами обслуживания и воздушными камерами можно образовывать различные модификации) и седьмую схему (кондиционеры с повышенными удельными воздуш-

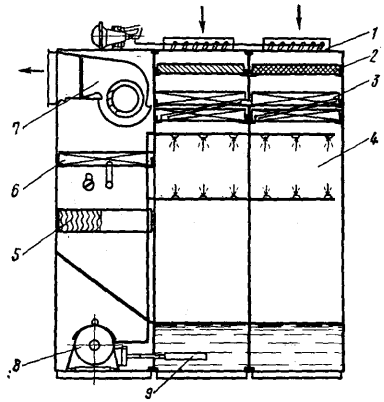


Рис. VI—15. Кондиционеры КТН-20:

1 — воздушные клапаны наружного и рециркуляционного воздуха; *2* — фильтр для очистки воздуха; *3* — калориферы первого подогрева; *4* — форсуночная камера; *5* — сепаратор; *6* — калорифер второго подогрева; *7* — вентиляционный агрегат; *8* — насос; *9* — фильтр для воды

ными нагрузками), которая модификаций не имеет (рис. VI—14).

При значениях расходов воздуха от 20 тыс. м³/ч и ниже применяют кондиционеры неавтономные агрегатные КТН—3,15, КТН—6,3, КТН—10 и КТН—20 с оросительной камерой.

Кондиционеры типа КТН (рис. VI—15) изготовляются с максимальной степенью заводской готовности, что обеспечивает снижение трудоемкости монтажа на строительной площадке до 60%.

Технические характеристики кондиционеров КТН приведены в табл. VI—18.

Таблица VI—18

Агрегатные неавтономные кондиционеры КТН

Техническая характеристика	КТН—3;15	КТН—6,3	КТН—10	КТН—20
Номинальная производительность по воздуху				
кг/с	1,05	2,1	3,33	6,67
тыс. м³/ч	3,15	6,3	10	20
Рекомендуемые пределы изменения производительности, тыс. м³/ч	2,5—3,5	3,5—6,8	6,8—12	12—20
Расчетная холодопроизводительность при $t_н$ =30°С φ=40%, кВт	21,5	43,0	67,5	135
Производительность по теплу, кВт:				
калорифера I подогрева ($t_н$ = — 30°С)	62,5	125	200	400
калорифера II подогрева ($t_н$ = 10°С)	14,5	29	46	80
Свободный напор воздуха после кондиционера, Па	300	300	300	300
Максимальный расход холодной воды, кг/с	2,17	3,61	5,56	9,72
Установленная мощность электродвигателей, кВт	3,0	4,5	7,7	15,4
Площадь теплопередающей поверхности, м²				
калорифера I подогрева	24,6	34,8	62,2	124,4
калорифера II подогрева	12,3	12,3	31,1	31,1
Габаритные размеры, мм				
длина	1865	2135	1785	2715
ширина	810	810	1450	1450
высота	2085	2085	2430	2430
Объем по габаритным размерам, м³	3,15	3,61	6,29	9,57
Масса, кг	780	920	1400	2100

Двухканальные системы предназначены для кондиционирования воздуха в многозональных объектах и имеют два воздушных канала: холодный и теплый, а также смесительные клапаны, установленные в кондиционируемых помещениях и управляемые комнатными регуляторами температур. Различают двухвентиляторные (каждый канал обслуживается своим приточным вентилятором) и одновентиляторные (оба канала обслуживаются одним вентилятором) двухканальные системы. Схемы одно- и двухвентиляторных двухканальных систем кондиционирования воздуха показаны на рис. VI—16. Двухканальные системы могут работать целиком на наружном воздухе или с частичной рециркуляцией. В целях экономии теплоты и холода применяют, как правило, двухканальные системы с центральной рециркуляцией.

Температуру холодного воздуха в расчетном летнем режиме принимают на 5—17°С ниже минимальной из температур всех обслуживаемых помещений.

Температуру теплого воздуха в расчетном летнем режиме принимают равной температуре наружного воздуха или температуре смеси наружного и рециркуляционного воздуха (второй подогрев выключен). Температура теплого воздуха в расчетном зимнем режиме не должна быть выше 70°С.

Скорость воздуха обычно не превышает 35 м/с в магистральных воздуховодах и 13 м/с в ответвлениях.

Встроенные в смесительные клапаны регуляторы расхода поддерживают после себя постоянный расход воздуха при давлении до смесителя от 250 до 2600 Па. Расчетное сопротивление смесителя 250 Па. Смесительный клапан может обслуживать одно помещение или группу помещений, близких по тепловому режиму.

Местные системы. Принципиальная схема

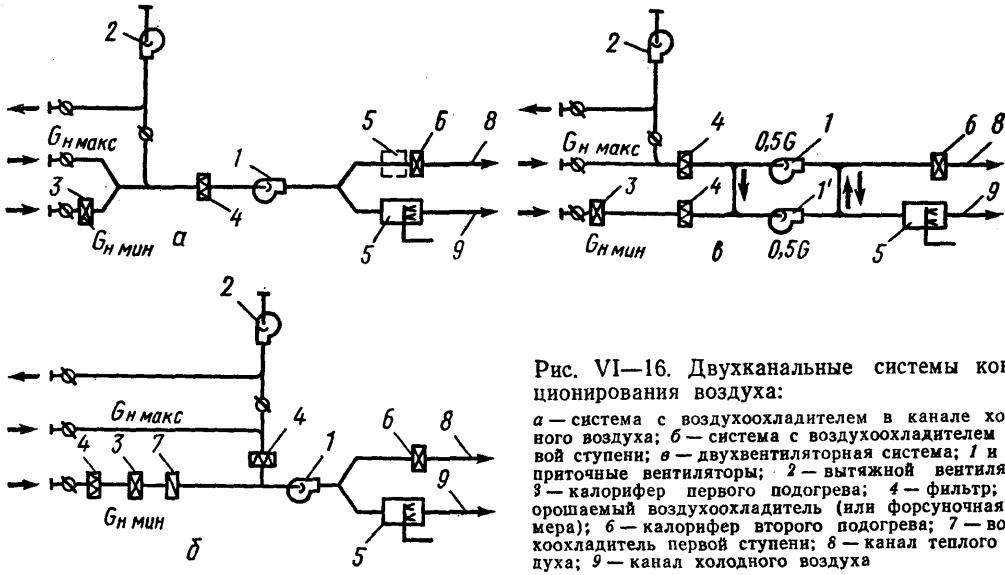


Рис. VI—16. Двухканальные системы кондиционирования воздуха:

а — система с воздухоохладителем в канале холодного воздуха; *б* — система с воздухоохладителем первой ступени; *в* — двухвентиляторная система; *1* и *1'* — приточные вентиляторы; *2* — вытяжной вентилятор; *3* — калорифер первого подогрева; *4* — фильтр; *5* — орошаемый воздухоохладитель (или форсуночная камера); *6* — калорифер второго подогрева; *7* — воздухоохладитель первой ступени; *8* — канал теплого воздуха; *9* — канал холодного воздуха

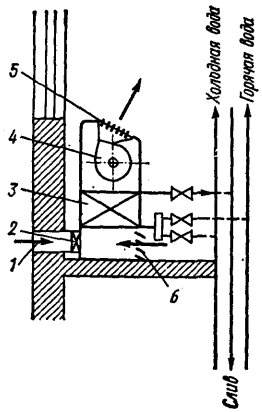


Рис. VI—17. Принципиальная схема местной системы кондиционирования воздуха (трехтрубная схема подачи тепло- и хладоносителя):

1 — подвод наружного воздуха; *2* — фильтр наружного воздуха; *3* — теплообменник местного кондиционера; *4* — вентилятор; *5* — решетка выхода воздуха в помещение; *6* — подвод рециркуляционного воздуха

местной системы кондиционирования воздуха показана на рис. VI—17.

Местные кондиционеры осуществляют в помещении рециркуляцию нагретого или охлажденного воздуха, подачу наружного воздуха через отдельное для каждого помещения приточное отверстие, а также фильтрацию воздуха. Применяют двух-, трех- и четырехтрубную схемы подачи тепло- и хладоносителя в кондиционеры.

В двухтрубной схеме через одни и те же трубопроводы подается летом охлажденная, а зимой — нагретая вода. Преимущество такой схемы — малая начальная стоимость, недостаток — невозможность в весенне-осенний период подавать в одни помещения нагретую воду, а в другие — охлажденную, что приводит к неравномерности температур в отдельных помещениях.

Трехтрубная схема включает два подающих трубопровода (один для нагретой и другой для охлажденной воды) и один общий обратный трубопровод. Эту схему довольно широко применяют, несмотря на ее недостаток — потери холода на охлаждение отепленной при смешении холодной воды и теплоты на нагревание охладившейся горячей воды.

Четырехтрубная схема позволяет к каждому кондиционеру отдельно подводить (и отводить от него) как нагретую, так и охлажденную воду. Эта схема имеет самую высокую стоимость, но технически наиболее удобна и энергетически наиболее экономична. Иногда ее выполняют с двумя отдельными змеевиками для нагретой и охлажденной воды. Общий недостаток местной системы — наличие большого количества отдельных приточных отверстий для наружного воздуха.

При обычном небольшом напоре вентиляторов кондиционера количество наружного воздуха в зависимости от ветрового давления мо-

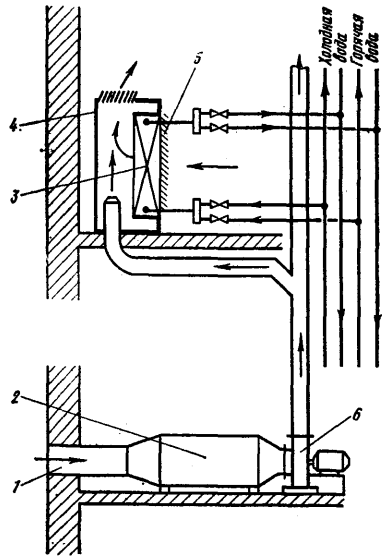


Рис. VI—18. Принципиальная схема местно-центральной системы кондиционирования воздуха с эжекционными местными кондиционерами-доводчиками (четырехтрубная схема подачи тепло- и хладоносителя):

1 — подвод наружного воздуха; *2* — центральный кондиционер для обработки наружного воздуха; *3* — теплообменник местного эжекционного кондиционера-доводчика; *4* — решетка выхода воздуха в помещение; *5* — решетка входа рециркулирующего воздуха; *6* — вентилятор наружного воздуха

жет быть чрезмерно большим или чрезмерно малым. Поэтому местную систему кондиционирования воздуха удобно применять в зданиях, уже оборудованных централизованной приточно-вытяжной вентиляцией. При этом местные кондиционеры работают, рециркулируя воздух внутри помещения. В новых зданиях предпочитают применять местно-центральную систему кондиционирования воздуха с централизованной обработкой приточного наружного воздуха.

Местно-центральные СКВ с эжекционными кондиционерами применяют в зданиях повышенной этажности с большим числом помещений по периметру здания (административные здания, гостиницы, инженерные и лабораторные корпуса промышленных зданий). Характерная особенность подобных зданий — потребность в одновременном нагреве одних и охлаждении других помещений с различной ориентацией. Это имеет место главным образом в переходные периоды года, но возможно и зимой в солнечные дни в зданиях с повышенным остеклением наружных ограждений.

Система (рис. VI—18) работает по следующему принципу. Обработанный в центральном кондиционере наружный (первичный) воздух в количестве, отвечающем санитарной норме для числа находящихся в помещении людей, подводится по магистральным воздуховодам к соплам эжекционных кондиционеров-доводчиков и, выходя из них со скоростью 15—20 м/с, эжектирует рециркуляционный (вторичный) воздух из помещения (на одну часть первичного воздуха эжектируется 2—4 части вторичного). Эжектируемый воздух очищается в фильтре, а затем проходит через теплообменник, по трубкам которого циркулирует холодная или горячая вода от центральных источников тепло- и холодоснабжения (в зависимости от теплового режима помещения), в результате чего воздух охлаждается или нагревается. Далее смесь первичного и вторичного воздуха поступает в помещение. Эжекционные кондиционеры-доводчики устанавливают в подоконном пространстве, что обеспечивает эффективное использование их в качестве приборов дежурного отопления в период отопительного сезона.

По схеме тепло- и холодоснабжения местно-центральные системы кондиционирования воздуха так же, как и местные, подразделяются на двух-, трех- или четырехтрубные с одним или с двумя теплообменниками.

Индивидуальное регулирование температуры в системах с ЭКД достигается либо изменением расхода воды через теплообменники ЭКД (например, с помощью регуляторов температур прямого действия типа РТВ-15), либо изменением соотношения эжектируемого рециркуляционного воздуха, проходящего через теплообменник ЭКД или в обвод его с помощью автоматических или ручных воздушных клапанов.

Эжекционные кондиционеры-доводчики (ЭКД) типа КНЭ-У-08А и КНЭ-У-1,2. Основанием кондиционера-доводчика типа КНЭ-У (рис. VI—19) служит камера первичного воздуха *1*, внутренние стенки которой покрыты шумопоглощающим материалом. В камере расположена распределительная труба *2*, концы которой выступают из торцевых стенок камеры. Один конец закрыт заглушкой *3*, а ко второму присоединен гибкий патрубок, связывающий ЭКД с каналом подачи первичного воздуха. При последовательном соединении нескольких ЭКД заглушку снимают и вместо нее надевают второй гибкий патрубок, связанный с распределительной трубой соседнего ЭКД.

Воздух в камеру поступает через щелевое отверстие *4*, находящееся в нижней части распределительной трубы. Количество воздуха регулируется вручную клапаном *5*. Панель с эжектирующими соплами *6* расположена над

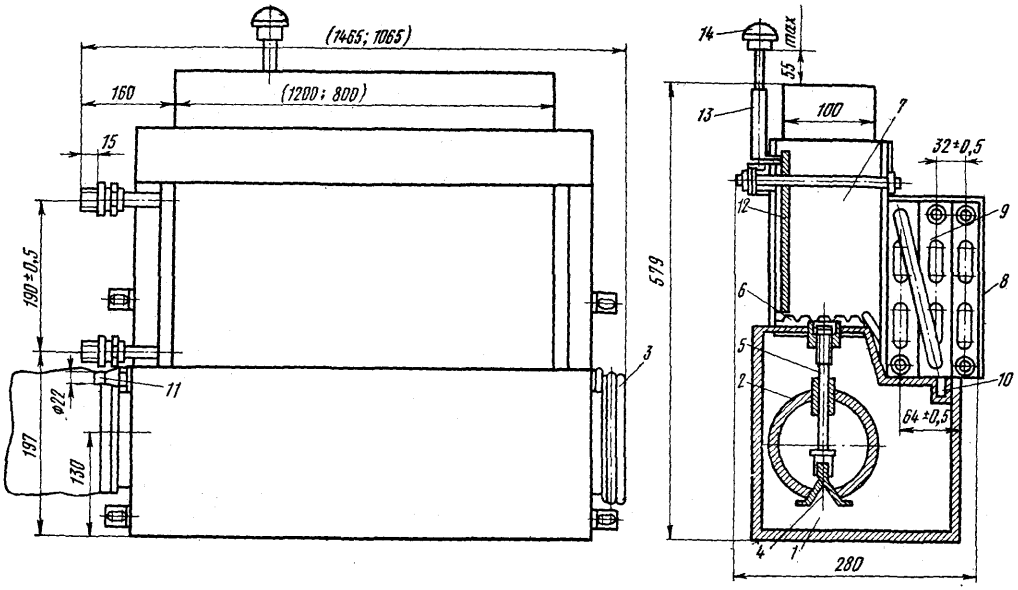


Рис. VI—19. Эжекционный кондиционер-доводчик типов КНЭ-У08А и КНЭ-У1,2 (в скобках указаны размеры соответственно для КНЭ-У1,2 и КНЭ-У08А)

камерой *1*, образуя дно смесительной камеры *7*. Рециркуляционный воздух очищается в фильтре *8* и обрабатывается в теплообменниках *9*. Выпадающий из воздуха конденсат собирается в поддоне *10*. При необходимости его отводят через штуцер *11* по гибкому шлангу.

Регулирование теплохолодопроизводительности ЭКД осуществляется изменением расхода горячей или холодной воды через теплообменник доводчика, проходящего через теплообменник *9* и открытое сечение в задней стенке (общий объем приточного воздуха при этом практически постоянен). Воздух в помещение поступает через решетку.

Технические характеристики эжекционных кондиционеров типа КНЭ-У приведены в табл. VI—19.

Таблица VI—19

Эжекционные кондиционеры типа КНЭ-У

Показатель	КНЭ-У-08А	КНЭ-У-1,2
Число сопловых элементов с пятью отверстиями в каждом	24	36
Пропускная способность по первичному воздуху кг/с	0,012—0,046	0,024—0,07
$м^3/ч$	40—150	80—230
Требуемое давление первичного воздуха, Па	180—400	180—400
Диапазон холодопроизводительности поверхностного теплообменника, Вт	350—700	580—1050
Максимальная теплопроизводительность поверхностного теплообменника, Вт	3100	4600
Коэффициент эжекции	2—4	2—4
Максимальная теплопроизводительность на режиме естественной конвекции, Вт	1270	1730

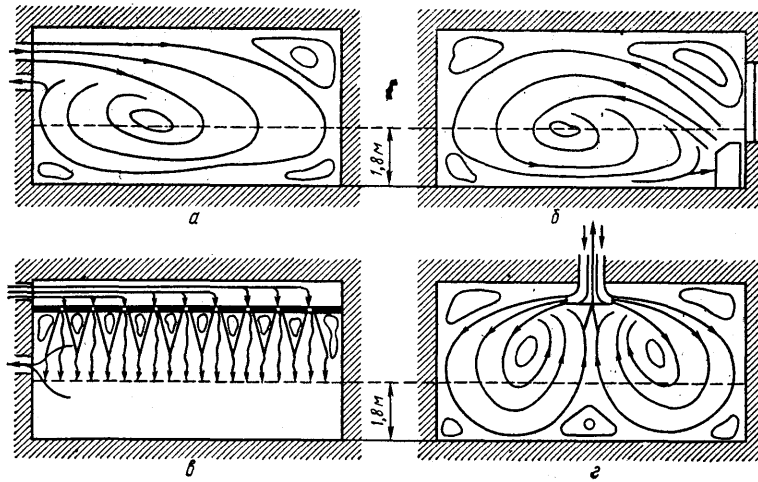


Рис. VI—20. Различные способы распределения воздуха:
а — через настенные приточные решетки; *б* — через нижние приточные решетки (подоконные кондиционеры); *в* — через отверстия в ложном потолке; *г* — с помощью анемостата (плафон)

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА В ПОМЕЩЕНИЯХ

Воздух в помещения подается через приточные отверстия в виде струй. Скорость струи в месте подачи может составлять несколько метров в секунду, температура воздуха в струе на несколько градусов отличается от температуры воздуха в помещении. В обслуживаемой же или рабочей зоне скорость воздуха должна быть обычно не более 0,3—0,5 м/с и температура его не должна отклоняться от требуемой в помещении более чем на 1°С.

Обеспечение этих условий в рабочей зоне является задачей системы распределения воздуха. На рис. VI—20 изображены различные способы распределения воздуха в помещении с обычной высотой рабочей зоны 1,8 м.

Свободная осесимметричная изотермическая приточная струя, истекающая из круглого отверстия в нестесненное пространство, показана на рис. VI—21. При выходе из отверстия струя расширяется и размывается окружающей массой воздуха, поэтому ее можно представить в виде конуса, образующими которого являются внешние границы струи. Условная вершина этого конуса *0* называется полюсом струи. В этой струе можно выделить два участка: начальный — с длиной L_0 и основной — с длиной $L - L_0$. В начальном участке скорость воздуха по оси струи неизменна и равна скорости воздуха в отверстии w_0. При выходе из отверстия струя имеет равномерное поле скоростей в поперечном сечении. Область струи, в которой сохраняется постоянная выходная скорость, называется ядром струи. В области ядра воздух в струе сохраняет все свои начальные параметры. Площадь поперечного сечения ядра уменьшается по ходу истечения от f_0 по выходе из приточного отверстия до нуля в конце начального участка. Длина начального участка осесимметричной струи L_0 небольшая и составляет 5—6 диаметров отверстия d_0. В основном участке скорость по оси струи уменьшается по мере истечения, ассимптотически стремясь к нулю.

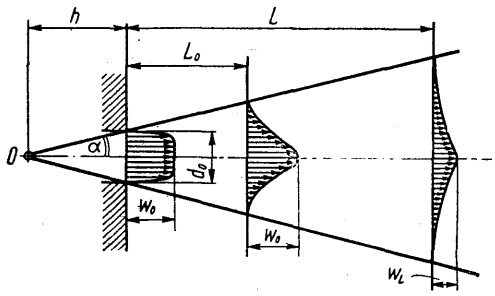


Рис. VI—21. Принципиальная схема структуры свободной осесимметричной изотермической струи

Осесимметричные струи образуются при истечении воздуха не только через круглое отверстие, но также и через любое компактное отверстие с близкими по размерам сторонами, так как в этих случаях после истечения струя быстро преобразуется в круглую.

Помимо осесимметричных (компактных) струй имеется еще два основных вида струй: плоские и веерные. Плоские образуются при истечении воздуха через прямоугольные отверстия с большим отношением сторон, веер-

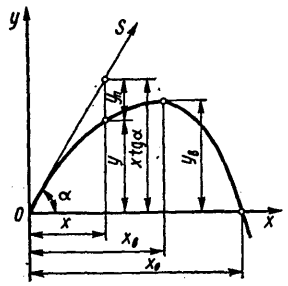


Рис. VI—22. Траектория изогнутой неизотермической струи (воздушный фонтан)

ные — при истечении воздуха через отверстия с направляющими лопатками, принудительно рассеивающими струю радиально в одной плоскости.

В практике кондиционирования воздуха имеют дело с неизотермическими струями. В этом случае вследствие разницы плотностей воздуха в струе и в помещении происходит отклонение струи от прямолинейного распространения вверх (теплая струя) или вниз (холодная струя). Кроме того, струя может быть направлена под углом к горизонту (рис. VI—22).

Характерной особенностью приточных неизотермических струй является подобие профилей скоростей и температур в поперечных сечениях.

Для расчета параметров неизотермических струй можно воспользоваться формулами, выведенными аналитически [33] при следующих допущениях:

1. Количества движения в произвольном поперечном и начальном сечениях струи равны.

2. Профили скоростей во всех поперечных сечениях струи подобны.

3. Профили избыточных температур во всех поперечных сечениях подобны.

При выводе использованы понятия о кинематической M и тепловой N характеристиках приточных струй, являющихся их количественной мерой (см. табл. VI—20).

Для определения искривления неизотермической струи под действием гравитационных сил предложено [29] понятие геометрического размера H, определяемого начальными параметрами истечения:

для компактной струи

Таблица VI—20

Уравнения кинематической M и тепловой N характеристик

Тип приточной струи	Характеристика	
	кинематическая	тепловая
Осесимметричная (компактная)	$M = \frac{0{,}564}{C}\Theta\varphi w_0\sqrt{f_0}$	$N = \frac{0{,}423}{C}\frac{\Theta}{\varphi}\vartheta_0\sqrt{f_0}$
Плоская	$M = \frac{0{,}866}{\sqrt{C}}\Theta\varphi w_0\sqrt{\frac{f_0}{l}}$	$N = \frac{0{,}735}{\sqrt{C}}\frac{\Theta}{\varphi}\vartheta_0\sqrt{\frac{f_0}{l}}$
Веерная	$M = \frac{0{,}866}{\sqrt{C}}\Theta\varphi w_0\sqrt{\frac{f_0}{\beta}}$	$N = \frac{0{,}735}{\sqrt{C}}\frac{\Theta}{\varphi}\vartheta_0\sqrt{\frac{f_0}{\beta}}$

Примечание. Θ — поправочный коэффициент, учитывающий плотность струи;

$$\Theta = \sqrt{\rho_0/\rho_\infty} = \sqrt{T_\infty/T_0},$$

где ρ_0 и ρ_∞ — соответственно плотность воздуха в струе в момент истечения и в помещении, кг/м³; T_0 и T_∞ — абсолютные температуры воздуха соответственно в струе в момент истечения и в помещении, К; $\vartheta_0 = T_0 - T_\infty$ — избыточная температура в струе в момент истечения; φ — поправочный коэффициент, учитывающий неравномерность профиля скоростей в момент истечения струи; $\varphi\sqrt[4]{\zeta}$. Здесь ζ — коэффициент местного сопротивления приточного отверстия, отнесенный к средней скорости в живом сечении; w_0 — средняя скорость в живом сечении приточного отверстия, м/с; f_0 — площадь живого сечения приточного отверстия, м²; l — длина щелевидного отверстия для создания плоской струи, м; β — угол раскрытия веерной струи, рад; C — экспериментальный коэффициент, для осесимметричных струй $C = 0{,}082$, для плоских и веерных — $C = 0{,}12$.

$$H = \left(\frac{T_\infty M^2}{gN} \right)^{1/2};$$

для плоской и веерной струи

$$H = \left(\frac{T_\infty M^2}{gN} \right)^{2/3}.$$

Величину H можно также определить по выражению $H = \sqrt{f_0}/\mathrm{Ar}$, где Ar — число Архимеда;

$$\mathrm{Ar} = g v_0 d_{экв} / \left(T_\infty w_0^2 \right).$$

Здесь $d_{экв}$ — эквивалентный диаметр приточного отверстия.

Формулы для расчета неизотермических воздушных струй приведены в табл. VI—21.

Если приточное отверстие находится от потолка на расстоянии большем, чем

$$h_0 = 1/2 d_0 \text{ при } \mathrm{Ar} \geqslant 0{,}025;$$

$$h_0 = d_0 \text{ при } \mathrm{Ar} \geqslant 0{,}06;$$

$$h_0 = 4 d_0 \text{ при } \mathrm{Ar} \geqslant 0{,}05,$$

то происходит настилание струи на потолок.

При этом сопротивление воздуха оказывает тормозящее действие только на нижнюю половину струи, трение же о потолок невелико.

Для расчета настилающихся струй с достаточной для практических расчетов точностью

Таблица VI—21

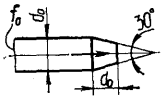
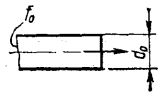
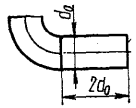
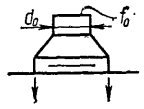
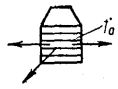
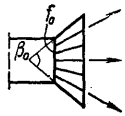
Формулы для расчета неизотермических воздушных струй

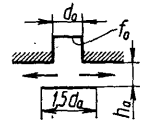
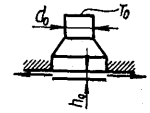
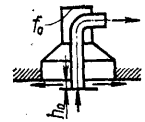
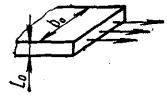
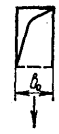
Показатель	Компактная или веерная струя	Плоская струя
Ордината оси струи, истекающей под углом α	$y = x \operatorname{tg}\alpha \pm \frac{1}{3H^2}\left(\frac{x}{\cos\alpha}\right)^3$	$y = x \operatorname{tg}\alpha \pm \frac{0{,}4}{H^{1,5}}\left(\frac{x}{\cos\alpha}\right)^{2,5}$
Дальнобойность струи x_0 (см. рис. VI—23)	$x_0 = 1{,}73\ H\ \cos\alpha \sqrt{\sin\alpha}$	$x_0 = 1{,}84\ H \cos\alpha\ \sin^{2/3}\alpha$
Оптимальный угол наклона струи	$\alpha = 35°20'$	$\alpha = 39°10'$
Абсцисса вершины струи (см. рис. VI—23)	$x_в = H \cos\alpha \sqrt{\sin\alpha} = 0{,}578\, x_0$	$x_в = H \cos\alpha\ \sin^{2/3}\alpha = 0{,}543\ x_0$
Ордината вершины струи (см. рис. VI—23)	$y_в = 0{,}67\ H\ \sin^{2/3}\alpha$	$y_в = 0{,}6\ \mathrm{H} \sin^{6/3}\alpha$
Скорость на оси струи	$w_x = \frac{M\cos\alpha}{x} \times \sqrt{\cos^2\alpha + \left[\sin\alpha \pm \left(\frac{x}{H\cos\alpha}\right)^2\right]^2}$	$w_x = \frac{M\sqrt{\cos\alpha}}{\sqrt{x}} \times \sqrt{\cos^2\alpha + \left[\sin\alpha \pm \left(\frac{x}{H\cos\alpha}\right)^{2/3}\right]^2}$
Избыточная температура по оси струи	$\vartheta_x = \frac{N\cos\alpha}{x}$	$\vartheta_x = \frac{N\sqrt{\cos\alpha}}{\sqrt{x}}$
Скорость в любой точке струи	$w = w_x e^{-0{,}5\lambda^2}$	$w = w_x \mathrm{ch}^{-2}\lambda$
Избыточная температура в любой точке струи	$\vartheta = \vartheta_x e^{-1/4\lambda^2}$	$\vartheta = \vartheta_x \mathrm{ch}^{-1}\lambda$

Примечание. w — скорость воздуха в текущей точке струи; w_x — максимальная скорость воздуха по оси струи; t — температура воздуха в текущей точке струи; λ — функция координат текущей точки; $\lambda = y/Cx$, где y — расстояние от текущей точки до центра поперечного сечения струи (см. рис. VI—23); x — расстояние от полюса струи до рассматриваемого поперечного сечения (см. рис. VI—23); ϑ — избыточная температура воздуха в текущей точке струи; $\vartheta = t - t_\infty$; ϑ_x — максимальная избыточная температура в центре рассматриваемого поперечного сечения струи; $\vartheta_x = t_x - t_\infty$, где t_x — температура воздуха в центре поперечного сечения струи; t_∞ — температура окружающего воздуха.

Таблица VI—22

Коэффициенты сопротивления различных воздухораспределителей

Воздухораспределитель	Схема	Коэффициент сопротивления, отнесенный к скорости w_0 в сечении f_0
Воздухораспределители, образующие компактные струи		
Цилиндрическая труба с конфузором		4,5
Цилиндрическая труба		
без сетки		1,1
с сеткой при $Ж = 0,5$ (коэффициент живого сечения)		1,5
Цилиндрическая труба с отводом		1,1
Решетки, сетки, перфорированные решетки при $Ж = 0,8 \div 0,05$	 f_0 — площадь в живом сечении	1,8
Универсальный тарельчатый плафон типа ВУ при поджатом диске		3,0
Воздухораспределители, образующие неполные веерные струи		
Воздухораспределитель пристенный типа ВП		6,8
Решетка веерная типа РВ, β_0, град		
$\beta_0 = 45$		1,1
$\beta_0 = 60 \div 90$		1,0

Воздухораспределитель	Схема	Коэффициент сопротивления, отнесенный к скорости ω_0 в сечении f_0
Воздухораспределители, образующие полные веерные струи		
Простой потолочный плафон при h_0/d_0		
0,2		4,0
0,3		2,3
0,4		1,9
Универсальный тарельчатый плафон типа ВУ конструкции при опущенном диске		1,9
Комбинированный приточно-вытяжной плафон типа ВК		2,0
Воздухораспределители, образующие плоские струи		
Прямоугольные отверстия, решетки с параллельными направляющими лопатками при $Ж = 1{,}0 \div 0{,}8$		1,8
Перфорированные воздухораспределители		
Воздухораспределитель перфорированный конструкции ЛИОТ прямоугольный или круглый при $Ж = 0{,}046 \div 0{,}092$ и боковом подводе воздуха		2,4

можно применять формулы для свободной струи, подставляя в формулы вместо эквивалентного диаметра отверстия величину $\sqrt{2d_э}$, вместо ширины щели удвоенную ее величину.

Аэродинамическое сопротивление воздухораспределителей Δp (в Па) может быть подсчитано по уравнению

$$\Delta p = \zeta \left(w_0^2 / 2 \right) \rho ,$$

где ζ — коэффициент сопротивления (табл. VI—22); w_0 — скорость воздуха в сечении f_0 (см. табл. VI—22); м/с; ρ — плотность воздуха, кг/м³.

При необходимости подачи больших количеств воздуха с минимальной скоростью в рабочей зоне при низкой высоте помещений применяют перфорированные потолочные панели с небольшими отверстиями, на выходе из которых струя быстро затухает.

Перфорированные потолочные панели изготовляют квадратными, прямоугольными и круглыми. Их следует размещать на потолке помещения в виде полос, квадратных или крупных участков, общая площадь которых обычно не превышает 50% общей площади потолка. Скорость воздуха на выходе из отверстий рекомендуется принимать $w_0 \leqslant 4$ м/с.

Рабочая разность температур при подаче охлажденного воздуха допустима до значения $\Delta t_р = t_п - t_в \leqslant 15°C$.

В последнее время получает распространение вытяжка воздуха через люминесцентные светильники, вмонтированные в конструкцию подшивного потолка, что сокращает поступление тепла в помещение путем отвода части тепла вытяжным воздухом.

БОРЬБА С ПЫЛЬЮ, ЗАПАХАМИ И ШУМОМ

Борьба с пылью. Наружный и рециркуляционный воздух подвергается в кондиционере очистке от пыли до допустимого остаточного пылесодержания (не более 0,25 мг/м³). Для отдельных случаев, где это необходимо, выполняется более глубокая очистка.

В практике кондиционирования воздуха пылеулавливание осуществляется тремя способами:

1) при столкновении пылевых частиц с липкой поверхностью шарнирно-шторчатых масляных самоочищающихся, рулонных и ячейковых фильтров;

2) при прохождении воздуха через пористый слой (в сухих) рулонных и ячейковых фильтрах;

3) при прохождении предварительно ионизированного воздуха через однородное электрическое поле с напряжением порядка 6—6,5 тыс. В в электрических фильтрах. В СКВ основное применение получили первые две группы фильтров. Электрические фильтры, коэффициент очистки воздуха в которых достигает 99%, применяют преимущественно на объектах с повышенными требованиями в отношении ограничения пылесодержания. Технические характеристики фильтров приведены в приложении 1.

Борьба с запахами. Ощущение запахов в воздухе вызвано наличием в нем мельчайших частиц в твердом или жидком состоянии либо газов или паров, концентрация которых превышает пороговую. Пороговой называется концентрация любого вещества, при которой человек начинает ощущать его запах. Так объемная пороговая концентрация аммиака 0,0053, сероводорода — 0,000018.

Существуют различные способы борьбы с запахами: подача повышенного объема наружного воздуха для разбавления запаха ниже пороговой концентрации, очистка воздуха в масляных фильтрах, оросительных камерах, фильтрах, наполненных активированным углем, озонирование, каталитическое сжигание (при промышленных выбросах), нейтрализация и компенсация запахов.

В оросительных камерах и масляных фильтрах нельзя удалить все нежелательные запахи. Весьма эффективны фильтры, наполненные активированным углем. При озонировании воздуха атомарный кислород, выделяемый в результате распада озона, окисляет вещества, создающие нежелательный запах, который благодаря этому исчезает. Способ нейтрализации состоит в введении в воздух путем тонкодисперсного распыления дезодоранта, в состав которого входят эфирные масла. Дезодоранты создают временный эффект ослабления или даже потери обоняния человеком. Применение дезодорантов необходимо всякий раз согласовывать со специалистами-медиками. Метод компенсации заключается в перекрытии неприятного запаха приятным.

Борьба с шумом. Основными источниками шума в УКВ являются вентиляторы, насосы, электродвигатели, компрессоры, силовые приводы и т. п. Кроме того, при движении воздуха по системам воздуховодов из-за наличия местных сопротивлений и вибрации стенок воздуховодов возникает аэродинамический шум. В обслуживаемое помещение шум может проникать через наружные и внутренние ограждения с улицы или из соседних помещений.

Для уменьшения шума, передаваемого в помещение, прежде всего надо ослабить источник возникновения шума. Для этого необходимо: устанавливать только тщательно сбалансированные вентиляторы и электродвигатели; вентиляторы, насосы, компрессоры и электродвигатели монтировать на виброизолирующих основаниях; устанавливать гибкие вставки: между вентилятором и воздуховодом — брезентовые, между насосами и трубопроводами — в виде резиновых рукавов или сильфонного типа; оросительные камеры кондиционеров ставить на звукоизолирующих прокладках.

Для уменьшения аэродинамического шума в системе воздуховодов следует:

ограничивать скорости движения воздуха в воздуховодах с фальцевыми соединениями (не выше 6 м/с) и в выпускных решетках (не выше 1,5 м/с);

при необходимости подавать воздух с большой скоростью, применять сварные воздуховоды из тонколистовой стали;

демпфировать колеблющиеся поверхности, излучающие шум, с помощью вибродемпфирующих манжет из мягкой резины или асбеста, или применяя вибродемпфирующие покрытия на основе асфальта и битумов с добавкой резины, асбеста и других наполнителей; виброизолирующий эффект дает также тепловая изоляция воздуховодов.

Для уменьшения шума в системах кондиционирования воздуха до уровня, допускаемого санитарными нормами, применяют шумоглушители. В практике кондиционирования воздуха применяют три типа шумоглушителей:

трубчатые, пластинчатые и сотовые. Шумоглушители устанавливают на расстоянии 5—6 м от обслуживаемого помещения. Скорости воздуха в них рекомендуется принимать в зависимости от индекса предельного спектра шума *N*, определяемого по нормативным документам в зависимости от назначения помещения.

ХОЛОДОСНАБЖЕНИЕ УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Источниками холодоснабжения установок кондиционирования воздуха могут быть компрессионные и теплоиспользующие (абсорбционные, пароэжекторные и др.) холодильные машины, вода из артезианских скважин, естественный лед, намораживаемый на зиму в бунтах, ночной холод и испарительное охлаждение. При необходимости поддерживать в помещении пониженную относительную влажность воздуха применяют иногда сорбционные установки. Источник холодоснабжения выбирают на основе технико-экономического расчета с учетом числа часов работы в году, наличия энергетических средств, охлаждающей воды и других факторов.

Наиболее распространенным источником холодоснабжения являются компрессионные холодильные машины. До холодопроизводительности 200 кВт их применяют предпочтительно в составе автономных кондиционеров, до 300 кВт — в виде компрессорно-конденсаторных агрегатов для воздухоохладителей непосредственного охлаждения, а при большей холодопроизводительности — в виде комплексных водоохлаждающих машин, снабжающих кондиционеры холодной водой. До холодопроизводительности 1000 кВт для установок кондиционирования воздуха используют холодильные машины с поршневыми и винтовыми компрессорами, а для более крупных установок кондиционирования воздуха — холодильные машины с центробежными компрессорами.

Основной холодильный агент холодильных машин с поршневыми компрессорами — R22. При соответствующем обосновании могут быть использованы и другие холодильные агенты. В холодильных машинах с центробежными компрессорами применяют R12 и R11. Аммиак в установках кондиционирования воздуха применять не рекомендуется из-за его ядовитости и горючести.

Теплоиспользующие холодильные машины целесообразно использовать там, где есть дешевая теплота в виде отбросного пара или горячей воды температурой 60—100°С. Наиболее употребительными здесь являются абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины, использующие горячую воду или пар давлением 100 кПа (1 кгс/см^2). Их преимуществами являются компактность, безвредность, безопасность (вследствие малого давления в системе), отсутствие вибраций, позволяющее устанавливать их в верхних этажах зданий. В крупных установках при наличии пара с давлением в несколько атмосфер применяют центробежные холодильные машины с паротурбинным приводом и АБХМ, использующие отработавший пар приводных турбин. Применяют также компрессионные холодильные машины с газовыми двигателями в комбинации с АБХМ, использующими теплоту выхлопных газов. Пароводяные эжекторные холодильные машины хорошо работают при использовании пара давлением в несколько сотен килопаскаль, что ограничивает область их применения.

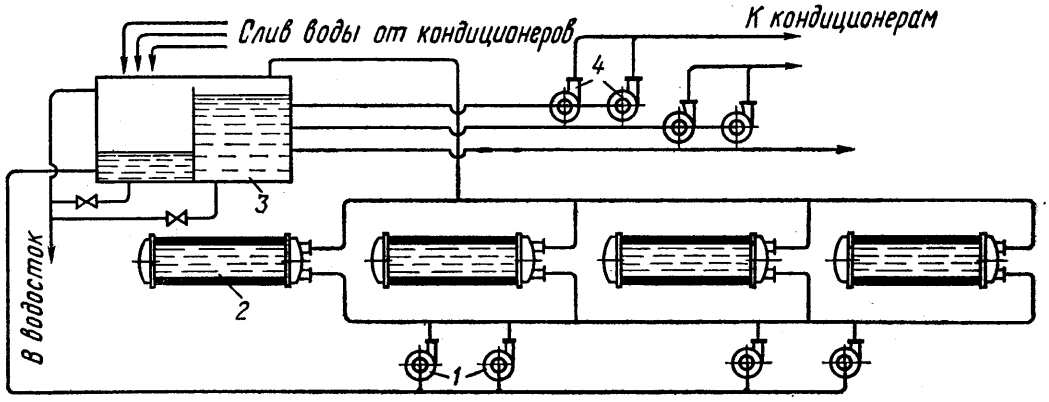


Рис. VI—23. Схема снабжения крупной установки кондиционирования воздуха холодной водой:
1 — насосы для подачи воды в испарители; *2* — испаритель холодильной установки; *3* — смесительный бак; *4* — насосы для подачи воды в кондиционеры

Кроме того, по экономичности (расход пара и охлаждающей воды) они значительно уступают абсорбционным бромистолитиевым машинам. Поэтому они не получили большого распространения.

Типовая схема холодоснабжения крупной установки кондиционирования воздуха (рис. VI—23) состоит из двух циркуляционных колец: кольцо испарителей и кольцо кондиционеров. Смесительный бак имеет два отделения: для отепленной и охлажденной воды. Наличие двух независимых циркуляционных колец обеспечивает постоянство протекания воды через испарители и, следовательно, исключает возможность их замерзания.

В установках, работающих с резкой переменной в течение суток холодильной нагрузкой (зрелищные предприятия, предприятия общественного питания и др.), часто применяют аккумуляторы холода в виде больших водяных баков. Наличие таких баков-аккумуляторов позволяет рассчитывать холодопроизводительность компрессоров не по максимальной пиковой холодильной нагрузке, а по средней суточной, в результате чего уменьшаются размеры холодильной машины и снижается ее стоимость (в 1,5—2 раза). В средних и малых установках аккумуляторы холода вследствие их громоздкости не применяют, и в них соответствие холодопотребности и холодопроизводительности устанавливается путем плавного или ступенчатого регулирования холодопроизводительности компрессора. Такое решение является единственно возможным при непосредственном охлаждении воздуха, которое наиболее рационально для установок средней и малой холодопроизводительности.

Капитальные затраты на холодильное оборудование с поршневыми фреоновыми компрессорами K_x (в руб.), отнесенные к 1 кВт холодопроизводительности, зависят от холодопроизводительности установок кондиционирования воздуха.

Q_0, кВт	100	200	300
K_x, руб/кВт	185	125	105
Q_0, кВт	400	500	600
K_x, руб/кВт	95	89	85

Эту зависимость можно выразить уравнением

$$K_x = (12000/Q_0) + 65.$$

Общая стоимость установки холодопроизводительностью 300—1800 кВт складывается из стоимости холодильного оборудования (~30%), стоимости вентиляторов, кондиционеров, воздуховодов (~63%) и стоимости градирен (~7%). Примерные значения капитальных затрат на оборудование холодильных станций и примерная стоимость выработанного холода приведены в табл. VI—23 и VI—24.

Таблица VI—23

Примерные значения капитальных затрат на оборудование холодильных станций (в руб. на 1 кВт холодопроизводительности)

Холодильное оборудование	Крупные установки ($Q_0 \geqslant 3500$ кВт)	Малые и средние установки ($Q_0 \leqslant 3500$ кВт)
Аммиачные поршневые компрессоры	24	26—43
Аммиачные центробежные компрессоры	30	—
Фреоновые поршневые и центробежные компрессоры	105	130—170
Пароэжекторные машины	23	—
Водоаммиачные абсорбционные машины	43	—
Бромистолитиевые абсорбционные машины		
пар низкого давления	24	—
горячая вода	48	—

Для кондиционирования воздуха широко применяют артезианскую воду, температура которой в средней полосе СССР 8—10°С. Такая температура достаточна для охлаждения и осушения воздуха в комфортных установках кондиционирования воздуха, а также в технологических установках, где допустимо повышение влажности воздуха до 60—70%. Холодопроизводительность, получаемая от одной артезианской скважины, составляет 100—500 кВт. Для достижения большей холодопроизводительности бурят несколько артскважин. Для более эффективного использования артезианской воды целесообразно устраивать двухступенчатое охлаждение воздуха в двух форсуночных камерах, последовательно соединенных как по воздуху, так и по воде, или применять поверхностные противоточные воздухоохладители.

В этих случаях возможен подогрев воды в

Таблица VI—24

Примерная стоимость холода, выработанного на крупных холодильных станциях

Холодильное оборудование	Удельная стоимость холода	
	коп./МДж	коп./(кВт·ч)
Фреоновые центробежные компрессоры	0,3—0,36	1,1—1,3
Аммиачные компрессоры		
центробежные	0,3	1,1
поршневые (оппозитные)	0,215	0,8
Бромистолитиевые абсорбционные машины*		
пар низкого давления	0,25	0,9
горячая вода (100° С)	0,29	1,05

* Применен тариф ТЭЦ со скидкой 35—40% на отпуск низкопотенциальной теплоты в межотопительный период.

кондиционере на 5—8°С. После этого воду целесообразно использовать для охлаждения конденсаторов холодильных машин и затем для технического водоснабжения. Потребление электроэнергии на перекачку артезианской воды зависит от глубины артскважины H (в м). Для безнапорных артскважин потребление электроэнергии на 1 м³ артезианской воды составляет:

H, м	50	100	150	200	300
N, кВт·ч/м³	0,3	0,6	0,9	1,2	1,8

При наличии напора в артезианской скважине расход электроэнергии соответственно уменьшается вплоть до нуля в фонтанирующих артскважинах. При обычном подогреве артезианской воды в кондиционере (на 5°С) расход электроэнергии на артезианские насосы в безнапорных скважинах глубиной 150—180 м сравним с расходом электроэнергии на холодильную машину. Вместе с тем глубина артскважины, при которой экономически невыгодно применять артезианскую воду для установок кондиционирования воздуха, приближается к 300 м из-за увеличения капитальных затрат на артезианскую скважину по сравнению с капитальными затратами на холодильную машину. Стоимость артезианской скважины с соответствующим оборудованием $K_а$ (в руб.) может быть выражена формулой

$$K_а = 4325 + 53H + 28G + 1,12HG, \quad \text{(VI—12)}$$

где H — глубина артскважины, м; G — дебит артезианской скважины, кг/с.

Стоимость соответствующего холодильного оборудования обычно превышает в 2—4 раза стоимость артезианской скважины, подсчитанную по этой формуле (VI—12). Установки с артезианской водой дешевле, удобнее и проще в эксплуатации по сравнению с холодильными машинами. Поэтому они могут быть широко рекомендованы для применения в указанных выше условиях.

Лед применяют в установках кондиционирования воздуха лишь в районах, расположенных к северо-востоку от линии Ленинград — Волгоград — Талды-Курган, где возможно устойчивое намораживание его в бунтах за счет использования зимнего холода. Применение для установок кондиционирования воздуха искусственного льда экономически нецелесообразно. Непосредственный контакт воздуха со льдом не допускается по санитарно-гигиеническим соображениям. Главным недостатком льда как источника холода является трудоемкость выемки его из бунтов и транспортирования к холодоиспользующей установке.

Ночной холод применяют при суточных колебаниях температуры свыше 8—10°С. Ночью, когда температура наружного воздуха ниже температуры в помещении, проводят усиленное вентилирование помещения с кратностью обмена в больших домах около 30, а в малых — 60 и даже 100 объемов в час. За ночь, таким образом, в строительных конструкциях и мебели аккумулируется ночной холод. Утром, когда температуры снаружи и внутри помещения выравниваются, вентилирование прекращают и уменьшают поступление теплоты в помещение с помощью штор, солнцезащитных устройств и др. Охлаждение ночным воздухом дает ощутимый эффект главным образом в малотеплонапряженных помещениях, в частности в жилых. Расположение вентиляторов должно обеспечить хорошее проветривание всех помещений при минимальном шуме. В небольших домах вентиляторы удобнее всего помещать на чердаке. Расход электроэнергии на работу вентиляторов в 8—10 раз меньше затрат на работу холодильной машины.

Испарительное охлаждение применяют в районах с сухим и жарким климатом, имеющих дневную температуру воздуха

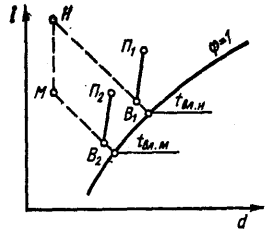


Рис. VI—24. Изображение в *d*, *i*-диаграмме процессов испарительного охлаждения:

H—B$_1$*—П*$_1$ — прямое испарительное охлаждение; *H—M—B*$_2$*—П*$_2$ — двухступенчатое испарительное охлаждение; *H* — состояние наружного воздуха; *П*$_1$ и *П*$_2$ — состояние воздуха в помещении; *B*$_1$ и *B*$_2$ — состояние воздуха на входе в помещение; *M* — состояние воздуха после сухого охлаждения

по влажному термометру не выше 20—22°С и относительную влажность не выше 30%. Это соответствует климату Средней Азии и Южного Казахстана. Существуют две основные схемы испарительного охлаждения (рис. VI—24): прямое с адиабатным увлажнением воздуха без изменения его энтальпии (линия НВ$_1$); двухступенчатое с сухим охлаждением воздуха по линии *d*=const и последующим адиабатным увлажнением (линия НМВ$_2$). В установках двухступенчатого охлаждения понижаются не только температура, как в первом случае, но и энтальпия воздуха. Прямое испарительное охлаждение осуществляют в форсуночных камерах при адиабатическом режиме их работы, т. е. на рециркуляционной воде.

Кондиционер двухступенчатого испарительного охлаждения можно собрать из стандартных секций форсуночных кондиционеров (рис. VI—25), использовав один из них в качестве градирни для отвода теплоты от воздуха в поверхностном воздухоохладителе.

Сорбенты в установках кондиционирования воздуха применяют главным образом в виде жидких абсорбентов (хлористый кальций и хлористый литий). Сухие адсорбенты (силикагель и др.) применяют преимущественно для глубокого осушения воздуха. Принципиальная схема установки кондиционирования воздуха с абсорбентом показана на рис. VI—26. Там же изображен в *d—i*-диаграмме процесс ее работы. Воздух осушают путем орошения его раствором абсорбента в осушителе *1*, выполненном в виде форсуночной или оросительной камеры с насадкой. Теплота абсорбции влаги из воздуха отводится от абсорбера в теплообменнике *2* водой обычно от специальной градирни, реже из водопровода или артезианской скважины. Часть абсорбента отводится через регенеративный теплообменник *3* в кипятильник *4*, где из него выпаривается влага, абсорбированная при осушении воздуха, и восстанавливается необходимая концентрация абсорбента. После осушения воздух адиабатически увлаж-

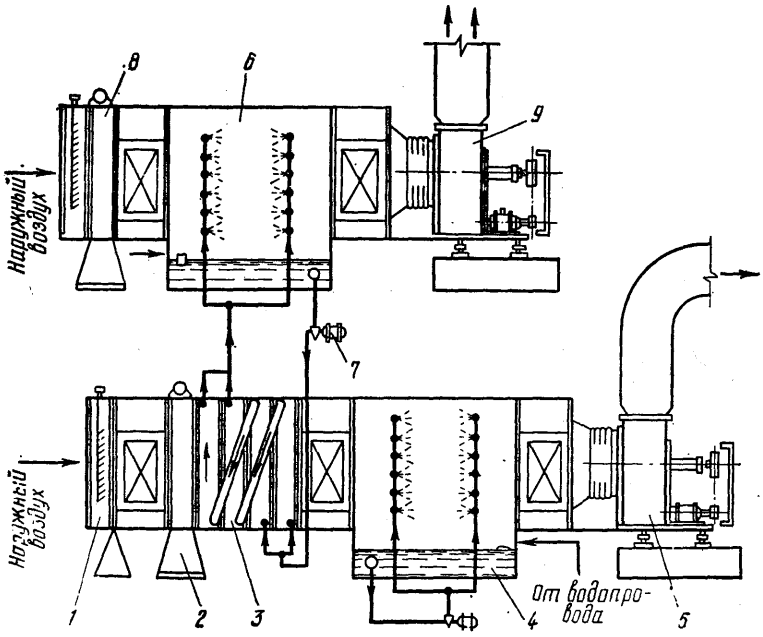


Рис. VI—25. Кондиционер двухступенчатого испарительного охлаждения, собранный из типовых секций центральных форсуночных кондиционеров:

1 — воздушный клапан; *2*, *8* — секции фильтров; *3* — поверхностный воздухоохладитель; *4* — форсуночная камера адиабатного увлажнения; *5*, *9* — вентиляторные секции; *6* — форсуночная камера-градирня; *7* — водяной насос

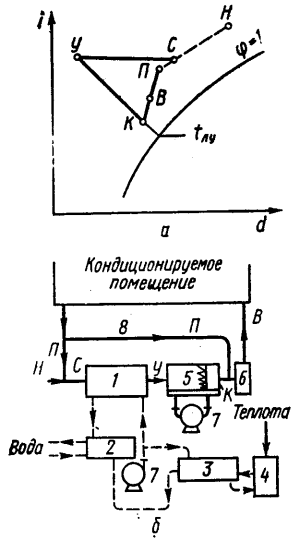


Рис. VI—26. Принципиальная схема установки кондиционирования воздуха с абсорбентами:
а — изображение процесса в *d*, *i*-диаграмме; *б* — принципиальная схема: *1* — осушительная камера; *2* — теплообменник охлаждения абсорбента; *3* — регенеративный теплообменник; *4* — кипятильник; *5* — камера адиабатного увлажнения; *6* — вентилятор; *7* — насосы воды и абсорбента; *8* — обводной канал (байпас); *Н* — наружный воздух; *П* — воздух в помещении; *С* — смесь *П* и *Н*; *У* — воздух после осушительной камеры; *К* — воздух после увлажнительной камеры; *В* — воздух, подаваемый в помещение; $t_{вл.у}$ — температура по влажному термометру в точке *У*.

няется в форсуночной или оросительной камере *5* и подается в помещение вентилятором *6*. С помощью раствора хлористого лития можно понизить относительную влажность воздуха до 15—25%, а с помощью более дешевого хлористого кальция — до 45—50%.

АВТОНОМНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ И МЕХАНИЧЕСКИЕ ОСУШИТЕЛИ ВОЗДУХА

Автономным называют кондиционер, в состав которого входит холодильная машина. Обычно автономный кондиционер осуществляет функции охлаждения, осушения воздуха и его фильтрации. В отдельных случаях он осуществляет увлажнение воздуха и его нагревание по схеме теплового насоса или с помощью воздухонагревателей (электрических, паровых и др.). Автономные кондиционеры могут быть моноблочными, когда все их элементы сгруппированы в одном агрегате, и раздельными, когда часть элементов (обычно компрессорно-конденсаторный агрегат или конденсатор воздушного охлаждения) размещается вне кондиционируемого помещения. Подразделяют автономные кондиционеры на бытовые (комнатные) с холодопроизводительностью до 6 кВт и кондиционеры общего назначения — от 7 до ~350 кВт. В особую группу выделяют автономные кондиционеры специального назначения — крановые, для автофургонов, для хирургических операционных, судовые, железнодорожные и др.

Расчетные характеристики. Холодопроизводительность автономного кондиционера в случае работ его в расчетном пиковом режиме $Q_0^к$ всегда ниже холодопроизводительности его холодильной машины $Q_0^{х.м}$.

$$Q_0^к = Q_0^{х.м} - (1-a)\,N_{км} - N_{в.и} - \Delta Q - Q_{кал}\,, \qquad \text{(VI—13)}$$

где a — доля мощности компрессора, передаваемая с холодильным агентом в виде теплоты в конденсатор воздушного охлаждения; $N_{км}$ — электрическая мощность, потребляемая компрессором; $N_{в.и}$ — электрическая мощность, потребляемая вентилятором воздухоохладителя (испарителя); ΔQ — теплоприток через стенки кондиционера при расположении его вне кондиционируемого помещения; $Q_{кал}$ — теплота, подводимая к воздуху в калорифере при использовании схемы с подогревом (например, в технологических кондиционерах). При охлаждении компрессора водой, наружным воздухом, а также при установке кондиционера вне кондиционируемого помещения второй член уравнения (VI—13) становится равным нулю.

Значения коэффициента a приведены на рис. VI—27 для герметичных и бессальниковых компрессоров с холодильным агентом R22 или R12. Мощность вентилятора $N_{в.и}$ в среднем составляет 4—8% $Q_0^{х.м}$. Теплоприток через стенки кондиционера ΔQ сравнительно невелик и составляет при хорошем исполнении 1—2% $Q_0^{х.м}$. Теплота, вносимая калорифером $Q_{кал}$, может быть довольно большой. Ее величину рассчитывают по конкретному процессу обработки воздуха. В автономных комфортных кондиционерах схему с подогревом воздуха в летнее время обычно не применяют, и для них $Q_{кал}=0$. Подогрев воздуха иногда осуществляют в осенне-весенний период для предотвращения повышения относительной влажности воздуха в помещении.

Мощность, потребляемая кондиционером в режиме охлаждения $N_к$, превышает мощность, потребляемую компрессором холодильной машины $N_{хм}$:

$$N_к = N_{х.м} + N_{в.и.к}\,, \qquad \text{(VI—14)}$$

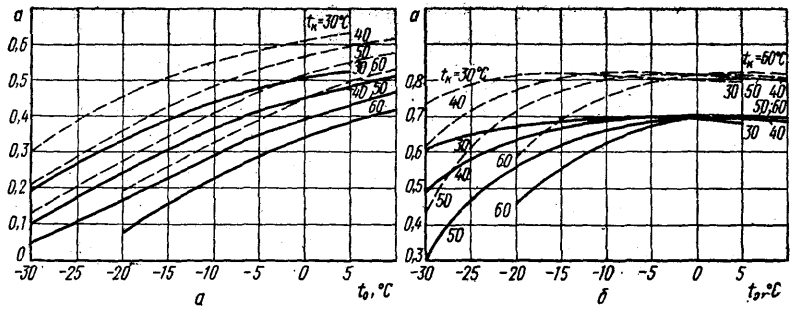


Рис. VI—27. Коэффициент $a=f(t_0, t_к)$ для герметичных (*а*) и бессальниковых (*б*) компрессоров с холодильным агентом R12 или R22:

——— — принудительное движение воздуха у компрессора; — — — — свободное движение воздуха

где $N_{в.в.к}$ — электрическая мощность, потребляемая вентиляторами воздухоохладителя и конденсатора (воздушного охлаждения).

Из-за потерь холодопроизводительности и повышения потребляемой мощности электрический холодильный коэффициент кондиционера $\varepsilon_к$ всегда значительно меньше соответствующей величины для холодильной машины $\varepsilon_{х.м}$.

$$\varepsilon_к = Q_0^к / N_к < \varepsilon_{х.м}$$

Для небольших бытовых автономных кондиционеров с воздушным охлаждением конденсаторов и выпуском охлажденного воздуха без воздуховодов непосредственно в помещение $\varepsilon_к = 1{,}5 \div 2$. Примерно такие же значения $\varepsilon_к$ имеют более крупные автономные кондиционеры общего назначения с воздушным охлаждением конденсаторов и с подачей охлажденного воздуха через воздуховоды с напором 300—400 Па. В автономных кондиционерах с водяным охлаждением конденсаторов $\varepsilon_к = 2{,}5 \div 3$. Количество влаги, сконденсированной из воздуха в воздухоохладителе кондиционера, может быть определено по приводимому ниже уравнению для расчета производительности механических осушителей.

Бо́льшую часть времени при наиболее распространенном методе регулирования холодопроизводительности путем пуска и останова компрессора кондиционер работает циклично.

В этом случае

$$Q_0^п \cong bQ_0^к, \qquad \text{(VI—15)}$$

где Q_0 — потребность помещения в холоде, кВт; b — коэффициент рабочего времени, равный отношению длительности непрерывной работы кондиционера к общей продолжительности цикла (работа плюс стоянка).

Уравнение (VI—15) достаточно хорошо подтверждается на практике. Однако с учетом осушающей способности кондиционера зависимость получается более сложной. Отношение осушающей способности кондиционера при цикличной работе $w_{о.п}$ к осушающей способности при непрерывной работе w_0 резко уменьшается с повышением частоты циклов (рис. VI—28). Причинами этого являются более высокая средняя температура поверхности при цикличной работе и испарение влаги с поверхности в течение нерабочей части цикла.

Осушающая способность автономного кондиционера зависит от выбора плотности теплового потока через наружную теплопередающую поверхность воздухоохладителя q_F. Обычно эту величину принимают равной 400—500 Вт/м².

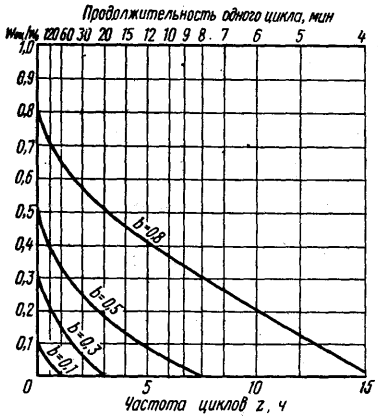


Рис. VI—28. Зависимость отношения осушающих способностей автономного кондиционера при цикличной и непрерывной работе $\frac{w_{б.п}}{w_0}$ от частоты циклов z для разных коэффициентов рабочего времени b

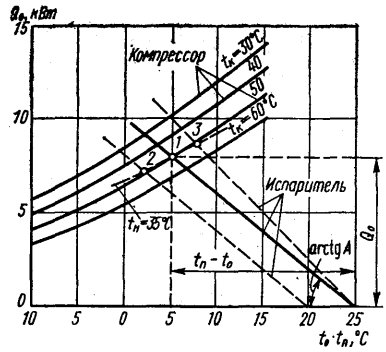


Рис. VI—29. Примерная равновесная диаграмма Q_0—t_0 автономного кондиционера

Температуру поверхности и связанную с ней температуру кипения холодильного агента можно определить по равновесной диаграмме Q_0—t_0, построенной для заданной комбинации компрессора, конденсатора и испарителя (воздухоохладителя).

На диаграмме для типичного автономного бытового кондиционера (рис. VI—29) нанесены опытные зависимости холодопроизводительности компрессора $Q_0^{х.м}$ от температуры кипения t_0 для разных температур конденсации $t_к$ (линия «компрессор»), а также характеристика испарителя, описываемая уравнением

$$Q_0^{х.м} = Gc_{вл}\xi_н\eta_0 (t_п - t_0) = A (t_п - t_0),$$

(VI—16)

где G — производительность кондиционера по воздуху, кг/с; $c_{вл}$ — теплоемкость влажного воздуха, кДж/(кг·К); $\xi_н$ — коэффициент влаговыпадения; η_0 — общий коэффициент охлаждения; $\eta_0 = \Delta t/(t_п - t_0)$; $t_п$ — температура воздуха в помещении, °С; здесь Δt — подохлаждение воздуха в испарителе, °С.

Уравнение (VI—16) изображается на рис. VI—29 в виде прямой (линия «испаритель»), наклоненной к оси абсцисс под углом, равным arctg A, и проходящей через точку на этой оси с температурой $t_п$ (на рис. VI—29 $t_п$=25°С). Характеристики испарителя и компрессора при $t_к$=50°С пересекаются в точке *1* с координатами Q_0=8 кВт и t_0=5°С.

При переменной холодопроизводительности температурный напор в конденсаторе будет изменяться. Поэтому линия характеристики компрессорно-конденсаторного агрегата при начальной температуре воздуха, охлаждающего конденсатор, $t_н$ (на рис. VI—29 $t_н$=35°С) будет иметь наклон, меньший, чем линия $t_к$=const. Эта линия изображена на рис. VI—29 пунктиром. На этом же рисунке проведены еще две характеристики испарителя: линия *20—2* для температуры помещения 20°С и линия *25—3* для испарителя с увеличенной в полтора раза поверхностью. Представленная на рис. VI—29 равновесная диаграмма очень удобна для расчета и анализа работы кондиционеров при различных условиях.

Бытовые (комнатные) автономные кондиционеры. Бытовые кондиционеры выпускают преимущественно в моноблочном исполнении; раздельные конструкции встречаются сравнительно редко. Наиболее старым типом бытового кондиционера является подоконный (рис. VI—30). Вследствие ряда недостатков (больший уровень шума, поступление тепла от компрессора частично внутрь помещения, затруднения с подачей и отводом наружного воздуха для охлаждения конденсатора и др.) этот тип автономного кондиционера встречается крайне редко и то преимущественно с водяным охлаждением конденсатора (судовые каюты). Наиболее распространенными в настоящее время являются оконные кондиционеры (см. рис. VI—30). В них компрессорно-конденсаторный (теплый) отсек выставляется за окно, что уменьшает шум в помещении и улучшает условия отвода тепла от отсека. Испарительно-вентиляторный (холодный) отсек располагается внутри кондиционируемого помещения. Недостатки оконных кондиционеров: отсутствие жесткой опоры при креплении в оконной раме, ухудшение внешнего вида фасадов зданий из-за выступающих из окон кондиционеров, уменьшение световой площади окна.

Более совершенным в этих отношениях является внутристенный кондиционер, устанавливаемый в стене под окном (см. рис. VI—30). Конструктивно он аналогичен оконному. В отличие от оконного подвод воздуха к конденсатору, как и отвод его, производится с наружного торца кондиционера. Кроме того,

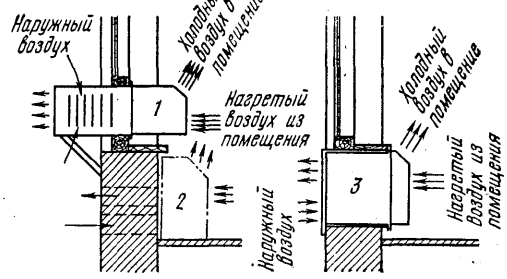


Рис. VI—30. Типы автономных бытовых кондиционеров:
1 — оконный; *2* — подоконный; *3* — внутристенный

длина внутристенного кондиционера не более 400—500 мм, что соответствует толщине стены в 1,5—2 кирпича.

За рубежом некоторое распространение получила модификация оконного кондиционера—полуоконный или портативный кондиционер. При меньшей ширине он рассчитан на встраивание в половину окна, т. е. в одну оконную створку, с тем, чтобы сохранить возможность открывать беспрепятственно вторую оконную створку.

В СССР типы и основные параметры быто-

Таблица VI—25

Основные типы и параметры автономных бытовых кондиционеров серии КБ

Типоразмеры кондиционеров			Номинальная производительность				Максимальная потребляемая мощность в режиме охлаждения*, кВт	Масса, кг	
			по воздуху		по холоду*, кВт	по теплоте, кВт			
охлаждение, осушение и фильтрация воздуха	то же, плюс нагревание воздуха по схеме теплового насоса	то же, но нагрев воздуха электронагревателями	кг/с	м³/ч				КБ1 и КБ2	КБ3
КБ1-0,25	—	КБ3-0,25	0,083	250	1,16	1,16	0,75	54	56
КБ1-0,315	—	КБ3-0,315	0,105	315	1,45	1,16	0,95	56	58
КБ1-0,4	—	КБ3-0,4	0,133	400	1,85	1,85	1,05	60	62
КБ1-0,5	КБ2-0,5	КБ3-0,5	0,167	500	2,32	1,85	1,3	65	67
КБ1-0,63	КБ2-0,63	КБ3-0,63	0,210	630	2,90	2,32	1,65	70	73
КБ1-0,8	КБ2-0,8	КБ3-0,8	0,267	800	3,65	2,90	1,90	90	93
КБ1-1	КБ2-1	КБ3-1	0,333	1000	4,64	3,71	2,30	105	108
КБ1-1,25	КБ2-1,25	КБ3-1,25	0,417	1250	5,80	4,64	2,90	120	123

* Холодопроизводительность и потребляемая мощность приведены для следующих параметров воздуха: в помещении: $t_п = 27°$ С; $\varphi_п = 0,5$, и наружного: $t_н = 35°$ С; $\varphi_н = 0,4$.

Таблица VI—26

Автономные бытовые кондиционеры отечественного производства

Характеристики	«Донбасс» (КБ1-0,315-01)	БК-1500 (КБ1-0,4-01)	БК-2500 (КБ1-0,63-01)
Холодопроизводительность, кВт	1,86	1,74	2,91
Подача воздуха при частоте вращения вентиляторов, м³/с (м³/ч)			
высокой	0,0875 (315)	0,111 (400)	0,175 (630)
низкой	—	0,089 (320)	0,139 (500)
Холодильный агент	R22	R22	R22
Потребляемая мощность, кВт	Не более 1,2	1,05	1,65
Потребляемый ток, А, не более	6	5	8
Габаритные размеры, мм			
ширина	535	600	660
высота	390	400	460
длина (глубина)	610	585	615
Объем по габаритным размерам, м³	0,128	0,141	0,187
Масса, кг	50	51	64
Приблизительная площадь жилой комнаты, обслуживаемой одним кондиционером, м²	До 20	До 25	До 35
Корректированный уровень звуковой мощности, ДБ·А	53*	58	60

* Все кондиционеры рассчитаны на переменный однофазный ток частотой 50 Гц, напряжением 220 В.

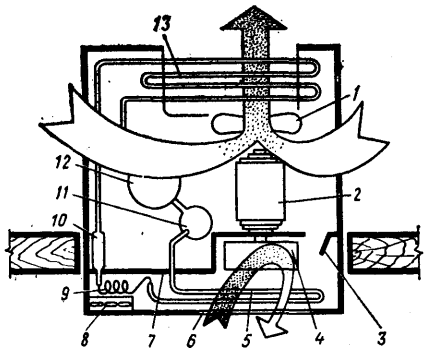


Рис. VI—31. Автономный бытовой оконный кондиционер БК-1500:

1 — осевой вентилятор; *2* — электродвигатель вентиляторов; *3* — заслонка подачи наружного вентиляционного воздуха; *4* — центробежный вентилятор; *5* — испаритель; *6* — воздушный фильтр; *7* — теплоизолированная перегородка; *8* — пульт управления; *9* — капиллярная трубка; *10* — фильтр-осушитель холодильного агента; *11* — отделитель жидкости; *12* — компрессор; *13* — конденсатор

вых автономных кондиционеров регламентированы ГОСТ 19455—74 (табл. VI—25). Техническая характеристика бытовых автономных кондиционеров, выпускаемых в СССР, приведена в табл. VI—26. Схема бытового кондиционера БК-1500 показана на рис. VI—31. Все соединения в бытовом кондиционере сварные. Компрессор поршневой герметичный. Холодильный агент R22. В последнее время наметилась тенденция к замене поршневых герметичных компрессоров герметичными ротационными с частотой вращения 50 $с^{-1}$ (3000 об/мин), что позволит уменьшить массу и объем, а также снизить уровень шума.

Автономные кондиционеры общего назначения. Технические характеристики автономных кондиционеров общего назначения приведены в табл. VI—27.

Все кондиционеры оборудуют герметичными или бессальниковыми компрессорами, работающими на R22.

В СССР в настоящее время выпускают некоторые модели автономных кондиционеров общего назначения. Техническая характеристика этих кондиционеров приведена в табл.

Таблица VI—27

Основные типы и параметры автономных кондиционеров общего назначения серии КТА

Типоразмеры		Номинальная производительность				Максимальная потребляемая мощность, кВт*	
		по воздуху		по холоду*, кВт	по теплу, кВт		
с водяным охлаждением конденсатора	с воздушным охлаждением конденсатора	кг/с	м³/ч			для КТА1	для КТА2
КТА1-1,6	КТА2-1,6	0,53	1600	7,0	11,6	2,9	4,8
КТА1-2	КТА2-2	0,67	2000	9,3	14,5	4,1	6,8
КТА1-2,5	КТА2-2,5	0,83	2500	11,6	18,5	5,2	7,3
КТА1-3,15	КТА2-3,15	1,05	3150	14,5	23,2	6,1	9,6
КТА1-4	КТА2-4	1,33	4000	18,5	29,0	8,3	12,1
КТА1-5	КТА2-5	1,67	5000	23,2	36,5	10,4	14,5
КТА1-6,3	КТА2-6,3	2,10	6300	29,0	46,4	12,5	19,2
КТА1-8	КТА2-8	2,67	8000	36,5	58,0	16,6	22,3
КТА1-10	КТА2-10	3,33	10000	46,4	73,0	18,9	31,1
КТА1-12,5	КТА2-12,5	4,17	12500	58,0	92,8	25,1	34,0
КТА1-16	КТА2-16	5,3	16000	73,0	116	27,2	47,9
КТА1-20	КТА2-20	6,7	20000	92,8	145	38,6	51,5
КТА1-25	КТА2-25	8,3	25000	116	185	54,8	68,0
КТА1-31,5	—	10,5	31500	145	232	59,3	—
КТА1-40	—	13,3	40000	185	290	75,9	—
КТА1-50	—	16,7	50000	232	365	88,9	—
КТА1-63	—	21,0	63000	290	464	120,0	—
КТА1-80	—	26,7	80000	365	580	150,0	—

* Холодопроизводительность и потребляемая мощность приведены для следующих условий: параметры воздуха в помещении: $t_п$ =27 °С; $\varphi_п$ =0,5; наружного воздуха: $t_н$ =35° С; $\varphi_н$ =0,4, температура охлаждающей воды 24° С

Таблица VI—28

Отечественные автономные кондиционеры общего назначения

Характеристика	КА-6А	КТА1-2-04А	КТА1-2-04Б	КТА1-3,15-01А	КТА1-3,15-04	КВ1-17	КТА1-4-01	КТА1-6,3-01А	КТА1-10-01А	КТА2-5-01
Холодопроизводительность, кВт	8,7	9,3	9,3	14,5	14,5	18,6	18,6	29,0	46,5	23,3
Теплопроизводительность, кВт	—	14,5/6,3*	14,5/6,3*	23,2/9,45*	—/17,2*	—	29/12*	46,5/13,9*	73,3/25,2*	36,6/—
Подача воздуха										
м³/с	0,47	0,56	0,56	0,875	0,875	1,11	1,11	1,75	2,78	1,38
м³/ч	1700	2000	2000	3150	3150	4000	4000	6300	10000	5000
Свободный напор воздуха на выходе, Па	—	300	300	300	300	400	400	400	400	400
Холодильный агент	R12	R22	R12	R22	R12	R22	R22	R22	R22	R22
Марка компрессора	ФВ-6	ПГ-5	ФВ-6	ПГ-7	2ФУБС9	2ФВБС6	2ФВБС6	2ФУБС9	2ФУБС12	2ФУБС9
Частота вращения компрессора										
$с^{-1}$	12,5	48	—	48	16	24	24	16	24	16
об/мин	750	2880	—	2880	960	1440	1440	960	1440	960
Мощность, потребляемая в режиме охлаждения, кВт	—	4,1	2,95	6,1	10,0	8,3	8,3	12,0	18,9	13,95
Мощность установленная, кВт	3,2	11,85	11,85	18,5	24,2	4,2	22,5	32,0	46,2	15,45
В том числе										
электродвигателя компрессора	2,8	3,0	3,0	4,0	5,0	3,1	5,0	5,0	—	—
электродвигателя вентилятора	0,4	0,55	0,55	1,1	2,2	1,1	1,5	3,0	—	—
электрокалорифера	—	6,3	6,3	9,4	15,0	—	12	15,0	25,2	—
электронагревателя увлажнителя	—	2,0	2,0	4,0	2,0	—	4,0	9,0	—	—
Характеристика тока	Трехфазный ток частотой 50 Гц, напряжением 220/380 В									
Расход воды на конденсатор, кг/с	0,33	0,36	0,33	0,61	0,72	1,05	1,05	1,36	2,5	—
Габаритные размеры, мм										
высота	1440	1860	1860	1860	1860	1730	1860	1860	1860	1674/1267**
ширина	950	930	930	1200	1200	1200	1200	1200	1900	1264/1202**
глубина	510	530	530	530	810	510	530	810	810	865/910**
Объем по габаритным размерам, м³	0,68	0,92	0,92	1,18	1,81	1,06	1,18	1,81	2,86	1,84/1,38**
Масса, кг	340	365	400	440	800	480	530	870	1300	650/315**
Корректированный уровень звуковой мощности, дБА	—	80	80	80	75	80	80	—	80	80

* В числителе — водяные калориферы, в знаменателе — электрокалориферы.
** В числителе — воздухообрабатывающего агрегата, в знаменателе — конденсаторного блока.

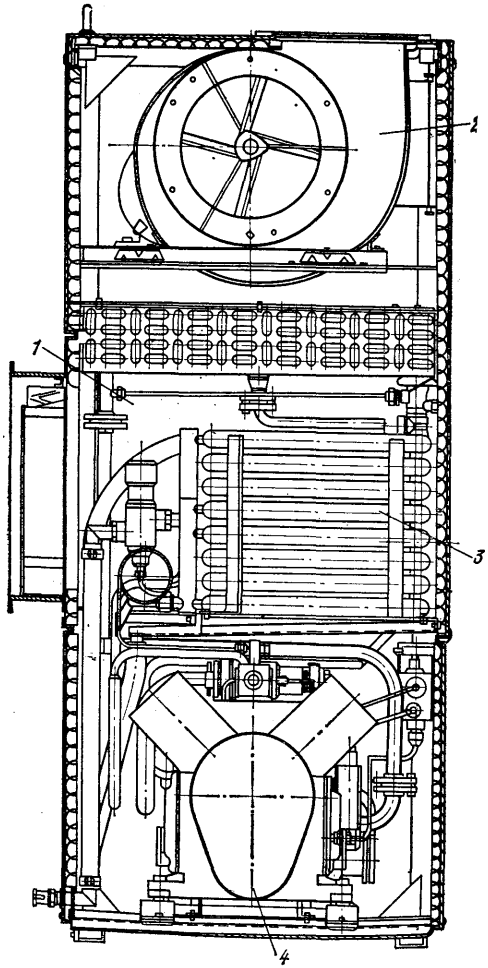


Рис. VI—32. Компоновка типичного шкафного кондиционера общего назначения:
1 — воздухоохладитель; *2* — вентилятор; *3* — конденсатор; *4* — компрессор

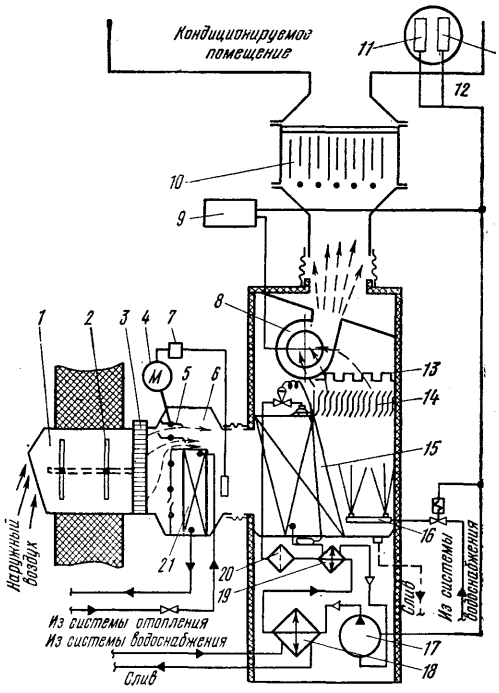


Рис. VI—33. Установка кондиционирования воздуха УКВ-2В для операционных:
1 — узел забора воздуха; *2* — воздушные заслонки; *3* — фильтр грубой очистки воздуха; *4* — электропривод клапана; *5, 6* — обводной канал (байпас); *7* — терморегулятор; *8* — вентилятор; *9* — пульт управления; *10* — электрофильтр тонкой очистки воздуха; *11* — терморегулятор; *12* — регулятор влажности; *13* — электрокалорифер; *14* — отделитель влаги; *15* — испаритель; *16* — форсуночный увлажнитель воздуха; *17* — компрессор; *18* — конденсатор; *19* — регенеративный теплообменник; *20* — фильтр-осушитель холодильного агента; *21* — водяной калорифер

VI—27 и VI—28, а компоновка типичного кондиционера показана на рис. VI—32.

Автоматическое регулирование влажности воздуха в кондиционерах, помещенных в табл. VI—28, отсутствует, кроме двух моделей (КТА1-2,0-04 и КТА1-3,15-01). Все кондиционеры выполнены в едином блоке в виде шкафа и имеют водяное охлаждение конденсатора, за исключением КТА2-5-01, где охлаждение конденсатора воздушное. Он состоит из двух агрегатов, которые могут монтироваться раздельно или соединяться в один блок.

Автономные кондиционеры специального назначения. Отечественная промышленность выпускает автономные кондиционеры специального назначения (табл. VI—29).

Для тропических условий ($t_н$=40÷50°С) предназначен кондиционер КС-4,5Б, для горячих цехов с температурой до 60°С — кондиционер КСН-12Б.

Передвижные шахтные кондиционеры КПШ-40 и КПШ-90 используются для охлаждения и осушения воздуха в шахтных выработках. Кондиционеры передвигаются по шахтной железнодорожной колее шириной 600 или 900 мм. Кондиционеры КПШ-40 и КПШ-90 выпускают с пневматическим приводом компрессора и вентилятора для взрывоопасных выработок.

Крановый кондиционер КТА1,0-4,1 предназначен для охлаждения и осушения воздуха

в кабинах крановщиков на металлургических заводах. Температура окружающего воздуха до 60°С. Кондиционер выпускают также в вариантах КТ1,0-4,2 (трехфазный ток 60 Гц, 415 В) и КТ1,0—4,3 (постоянный ток, 220 В). Все варианты имеют тропическое исполнение.

Автофургонные кондиционеры КТ-4 и КТ-9 предназначены для охлаждения воздуха в передвижных автомобильных фургонах, питаемых трехфазным током, при наружной температуре до 50°С. Кондиционеры рассчитаны при перевозке в нерабочем состоянии на вибрационные нагрузки с частотой 20—25 Гц до 2 *g* и на ударные до 4 *g*.

Для тракторных кабин и автомобилей индивидуального пользования выпускают три модели автономных кондиционеров: КТ-0,3А-0,1; КТА2-053-01 и КТА2-08Г-01 (см. раздел

Отечественные автономные конди

Характеристика	Для легковых автомобилей, КТ-0, 3А-01	Для кабин тракторов, экскаваторов и др.		Автофургонные		Железнодорожные	
		КТА2-0,5Э-01	КТА-2-08Г-01	КТ-4	КТ-9	КЖ-25	КЖ-25П
Холодопроизводительность, кВт	3,0	2,33*	3,7*	4,65*	10,5*	29,0	29,0
Теплопроизводительность, кВт	—	1,26	6,0	—	—	—	—
Подача воздуха							
м³/с	0,083	0,087	0,28	0,28	0,56	1,39	1,39
м³/ч	300	315	1000	1000	2000	5000	5000
Свободный напор на выходе воздуха, Па	—	—	150	—	—	—	—
Характеристика тока	Постоянный, 12 В	Однофазный, 220 В	3-фазный, 220, 380 В	3-фазный, 380 В	3-фазный, 380/220 В	3-фазный, 380 В	Постоянный, 100—135 В
Мощность, потребляемая в режиме охлаждения, кВт	3,44	1,62	3,7	3,2	7,6	13,3	13,4
Мощность установленная, кВт		2,81	10,3	—	—	—	—
В том числе							
электродвигателя компрессора	—	—	1,8	—	—	—	—
электродвигателя вентилятора	0,14	—	0,8	—	—	—	—
электрокалорифера	—	1,26	7,7	—	—	—	—
электронагревателя увлажнителя	—	—	—	—	—	—	—
Холодильный агент	R12	R22	R22	R12	R12	R12	R12
Марка компрессора		$КФ_р$2,5	К-928АК	ФГ-2,8	ФГ-2,8 (2 шт.)	ФУБС-15	ФУ-15
Охлаждение конденсатора	Воздушное						
Расход охлаждающей среды							
кг/с	—	—	—	—	—	—	—
м³/ч	—	—	—	2500	—	—	—
Габаритные размеры, мм (в скобках даны размеры для компоновочного варианта КТА2-08Г-02							
высота	—	370	540(1440)	720	950	550/620/855*****	550/790/855*****
ширина	—	640	680(680)	675	1200	1155/760/855*****	1155/820/1010*****
глубина (длина)	—	975	1510(540)	1055	1020	432/1200/1930*****	425/1730/1930*****
Масса, кг	36	90	295	190	400	970	1435
Корректированный уровень звуковой мощности, дБ·А	—	70	—	—	70****	96/97	—

* При $t_0 = 5$°С и $t_К = 50$°С.

** При $t_0 = 10$°С и $t_К = 50$°С, $t_w \leqslant 40$°С.

*** При $t_0 = 5$°С и $t_К = 45$°С.

**** Уровень звука на расстоянии 1 м от кондиционера, дБ·А.

***** 1-я цифра — воздухоохладитель; 2-я — компрессорный агрегат; 3-я — конденсаторный агрегат.

«Кондиционирование воздуха в автобусах и автомобилях»).

Установки кондиционирования воздуха для хирургических операционных УКВ-1 и УКВ-2 используются для круглогодичного кондиционирования воздуха в хирургических операционных и палатах послеоперационного пребывания больных. Каждая установка включает в комплект: шкафной кондиционер, узел забора воздуха, блок автоматики, узел датчиков, электрический фильтр для очистки воздуха от пыли, выпрямительную установку к фильтру (рис. VI—33). Установка работает по прямоточной схеме без рециркуляции. В связи с повышенными требованиями к чистоте воздуха помимо ячейкового фильтра в узле забора воздуха в нагнетательном воздуховоде после кондиционера устанавливается электрический

Таблица VI—29

ционеры специального назначения

Шахтные			Крановые	Медицинские		Для горячих цехов и тропических		Для вычислительных центров
КПШ-40П	КПШ-90	КПШ-90П	КТА-1,0-4,1	УКВ-1	УКВ-2А, УКВ-2В	КС-4,5Б	КСИ-12Б	КТА1-25 ЭВМ-01А
46,5***	105***	105***	3,5	8,65	14,0	5,25*	15,7**	29,0
—	—	—	—	17,45	19,8	6,0	—	15,0
1,67	3,33	3,33	0,28	0,25	0,555	0,69	0,83	1,75
6000	12000	12000	1000	900	2000	2500	3000	6300
—	—	—	245	100	200	—	245	300
Пневматическая энергия	3-фазный, 380 или 600 В	Пневматическая энергия	3-фазный, 380 В	3-фазный, 380/220 В	3-фазный, 380/220 В	3-фазный, 380/220 В	3-фазный, 380 В, 50 ГЦ или 400, 415, 440 60 ГЦ	3-фазный, 380 В
14,7	33,0	33,0	4,1	10,0	11,5	5,5	10	12,5
—			5,15	8,9	11,3	9,2	7,2	27,0
—	30,0	30,0	3,5	3,7	4,7	3,2	—	5,0
—			—	0,6	0,8	1,0	—	3,0
—	—	—	—	4,6	5,8	5,0	—	15,0
—	—	—	—			—	—	4,0
R12	R12 ФУ-40	R12 ФУ-40	R142 2ФВБС-6Т	R12 2ФВБС4	R12 2ФВБС6	R142 2ВБС6	R12 2ФУБС9	R22 2ФУБС12
	Водяное		Воздушное	Водяное	Воздушное, водяное	Воздушное	Водяное	
3,33	6,95	6,95	—	0,42	0,33	—	0,68	1,8
12,0	25,0	25,0	3000	1,5	1,2	—	2,46	6,5
1600	1410/1410******	1410/1410******	1860	2100	1800	1615	1860	1860
920 (или 1120)	900 (или 1120)****** / 900 (или 1150)	900 (или 1150)****** / 900 (или 1150)	690	1100	1200	852	1200	810
2525	1960/2485******	1960/2485******	690	600	750	982	900	1200
2220	3300	3450	480	700	900	700	940	800
105****	102	112	—	—	35	90*****	—	75*****

****** Числитель — воздухоохлаждающий агрегат; знаменатель — компрессорно-конденсаторный агрегат.

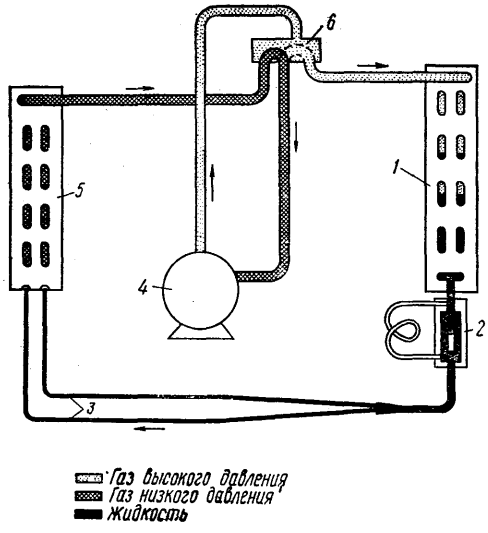


Рис. VI—34. Схема фреоновых трубопроводов теплонасосного автономного кондиционера (показана работа в режиме охлаждения):

1 — наружный змеевик; *2* — обратный клапан с дополнительной капиллярной трубкой; *3* — капиллярная трубка; *4* — компрессор; *5* — внутренний змеевик; *6* — четырехходовой реверсивный переключатель

фильтр. Установку УКВ-2 выпускают в двух исполнениях: УКВ-2А с конденсатором воздушного охлаждения и УКВ-2В с конденсатором водяного охлаждения.

Кондиционер для вычислительных центров КТА1-6,3-ЭВМ-01А служит для отвода тепла от ЭВМ.

Теплонасосные автономные кондиционеры. Использование теплоты конденсации для нагревания помещений по схеме теплового насоса производят в автономных кондиционерах тремя различными методами.

1. Посредством воздушных каналов с переключающимися клапанами конденсатор и испаритель могут быть соединены с наружным воздухом либо с воздухом помещения. В режиме отопления клапан переключают таким образом, что нагретый воздух после конденсатора направляется в помещение. При этом испаритель контактирует с наружным воздухом.

Кондиционеры, построенные по этому принципу, в настоящее время не применяются, так как характеризуются увеличенными и повышенными габаритами, потерями теплоты и холода из-за неплотности клапанов, а также повышенным расходом электроэнергии на вентиляторы.

2. Поворотом на 180° оконного и внутристенного кондиционера так, что его конденсатор может нагревать воздух в помещении. Испаритель в этом случае охлаждает наружный воздух. Такие кондиционеры иногда выпускаются различными фирмами за рубежом, однако большого распространения этот тип не получил.

3. Переключением потоков холодильного агента так, что после компрессора холодильный агент поступает во внутренний змеевик (бывший испаритель), а отсасывается компрессором из наружного змеевика (бывшего конденсатора). Схема фреоновых трубопроводов такого кондиционера показана на рис. VI—34. Третий метод является наиболее распространенным.

Источником теплоты для теплонасосных кондиционеров в большинстве случаев является наружный воздух. Применение воды целесообразно на судах (забортная вода), в стационарных установках при наличии сбрасываемых производственных вод с достаточно высокой температурой ($>8\div10$°С), при наличии воды из артезианского источника или водоема, рядом расположенного.

Работа теплонасосного кондиционера с использованием теплоты наружного воздуха осуществляется обычно до температуры его 4—5°С, что позволяет нагревать помещение весной и осенью, когда отопительная система не работает, а также в периоды кратковременных летних похолоданий. Зимнее отопление в южных районах можно осуществлять с помощью теплонасосных автономных кондиционеров с дополнительным источником нагрева, обычно электрическим.

Электрический коэффициент преобразования теплонасосного кондиционера

$$\mu_{э.н} = (\alpha_{х.м} + a)\,b + c = \mu_{х.м}\,b + c,$$

где a — см. уравнение (VI—13); $b = N_{х.м}/N_к$; $c = N_{в.и}/N_к$; [$N_{х.м}$, $N_к$ и $N_{в.и}$ см. уравнения (VI—13) и (VI—14);

$\varepsilon_{х.м}$ — электрический холодильный коэффициент холодильной машины; $\varepsilon_{х.м} = Q_0^{х.м}/N_{х.м}$; $\mu_{х.м}$ — электрический коэффициент преобразования холодильной машины.

Значения коэффициентов b и c приведены ниже.

	b	c
Малые комнатные кондиционеры	0,85—0,92	0,03—0,05
Средние и крупные кондиционеры с воздушным охлаждением конденсатора	0,65—0,8	0,08—0,12
То же, с водяным охлаждением конденсатора	0,88—0,92	0,08—0,12

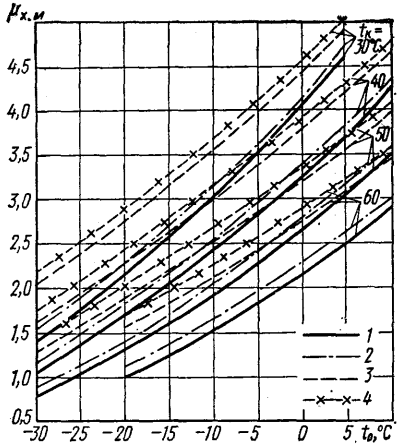


Рис. VI—35. Электрические коэффициенты преобразования компрессоров, работающих на холодильных агентах R12 и R22:

1 — герметичные и бессальниковые компрессоры (Q_0 до 7 кВт) с принудительным обдуванием воздухом; *2* — то же, без обдувания воздухом; *3* — бессальниковые компрессоры (Q_0=7÷29 кВт) с принудительным обдуванием воздухом; *4* — то же, без обдувания воздухом

Значения *а* могут быть получены из рис. VI—27, значения электрического коэффициента преобразования $\mu_{х.м}$ для различных компрессоров, применяемых в автономных кондиционерах,— из рис. VI—35.

Принцип теплового насоса применяют также для подогрева воздуха после охлаждения в целях подсушивания помещения. Потребность в этом возникает в установках комфортного кондиционирования воздуха весной и осенью, когда тепловлажностное отношение в помещении уменьшается и делается необходимым применение схемы с подогревом.

Схема теплонасосного автономного кондиционера с подогревом воздуха после охлаждения показана на рис. VI—36. Переключающий клапан *5* переводит часть внутреннего змеевика на работу или в качестве испарителя, или в качестве части конденсатора. Клапан *7* переключает всю машину на теплонасосное отопление по тому же принципу, что показан на рис. VI—34. При этом клапан *2* закрывается и включается в работу шунтирующая его капиллярная трубка. Увеличение сопротивления капиллярной трубки необходимо вследствие понижения температуры кипения в теплонасосном цикле и уменьшения массового расхода циркулирующего холодильного агента.

Механические осушители воздуха. Теплонасосными автономными кондиционерами с полезным использованием теплот как на стороне всасывания, так и на стороне нагнетания являются механические осушители воздуха (рис. VI—37). Воздух, подаваемый осевым вентилятором, проходит вначале через испаритель (воздухоохладитель), в котором он охлаждается и осушается, а затем через конденсатор, в котором он нагревается. Сконденсированная влага стекает во влагосборник, из которого периодически или непрерывно удаляется. Механический осушитель представляет собой переносной агрегат. Применение механических осушителей выгодно при сравнительно высоких температурах воздуха в помещении (20—25°С,

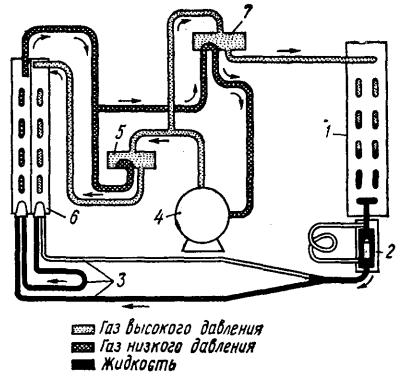


Рис. VI—36. Схема холодильной машины кондиционера с тепловым насосом и регулированием относительной влажности воздуха в помещении:

1 — наружный змеевик; *2* — обратный клапан с капиллярной трубкой; *3* — капиллярные трубки; *4* — компрессор; *5* — трехходовой реверсивный клапан; *6* — внутренний змеевик; *7* — четырехходовой реверсивный клапан

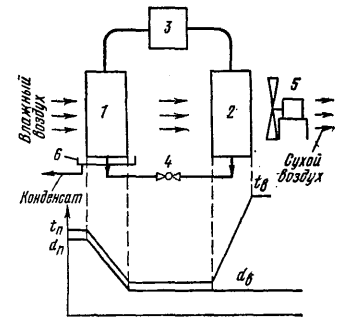


Рис. VI—37. Схема механического осушителя воздуха:

1 — воздухоохладитель непосредственного охлаждения; *2* — конденсатор воздушного охлаждения; *3* — компрессор; *4* — дросселирующее устройство (ТРВ или капиллярная трубка); *5* — вентилятор; *6* — влагосборник. Под схемой показан график изменения температуры и влагосодержания обрабатываемого воздуха

но не ниже 15°С) и не очень низкой относительной влажности воздуха ($\varphi_п \geqslant 0{,}35 \div 0{,}40$). Особенно удобны они для просушки сырых помещений и для поддержания умеренно пониженной относительной влажности воздуха в помещениях, в которых желателен небольшой подогрев. В помещениях без значительных выделений влаги производительность механического осушителя должна составлять примерно 30 г/сут на 1 м³ помещения.

Производительность механического осушителя W_0 (в кг/с), т. е. количество сконденсированной за единицу времени влаги, подсчитывают по уравнению

$$W_0 = (Q_0/q)\,[(\xi - 1)/\xi],$$

где Q_0 — холодопроизводительность компрессора, кВт; q — количество теплоты, отведенной от 1 кг влаги при ее конденсации, кДж/кг; при конденсации влаги в виде росы (температура поверхности испарителя выше 0°С) q=2500 кДж/кг, а в виде инея — q= =2850 кДж/кг; ξ — коэффициент влаговыпадения.

Характеристикой экономичности механического осушителя служит условный холодильный коэффициент осушителя ε_0, равный отношению доли холодопроизводительности, затраченной на конденсацию влаги, к потребляемой осушителем электрической мощности $N_э$.

$$\varepsilon_0 = \frac{Q_0[\xi - (1/\xi)]}{N_э} = \varepsilon_э\,[(\xi - 1)/\xi],$$

где $\varepsilon_э$ — электрический холодильный коэффициент холодильной установки осушителя (с учетом мощности, потребляемой вентилятором).

Холодильный коэффициент осушителя кроме факторов, влияющих на холодильный коэффициент $\varepsilon_э$ (температуры конденсации и кипения), в сильной степени зависит от коэффициента влаговыпадения:

ξ	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
$\varepsilon_0/\varepsilon_э$	0	0,33	0,5	0,6	0,67

Таким образом, в обычных условиях из всей холодопроизводительности на конденсацию влаги тратится не более одной трети или половины. Кроме отвода влаги из помещения механический осушитель добавляет в него сухую теплоту $Q_{сух}$, пропорциональную разности между подогревом воздуха в конденсаторе и подохлаждением его в испарителе:

$$Q_{сух} = W_0 q + N_э = Q_0\,[(\xi - 1)/\xi] + N_э.$$

Потребляемую мощность $N_э$ вычисляют по уравнению $N_э = Q_0/\varepsilon_э$.

Производительность некоторых механических осушителей воздуха дана на рис. VI—38, а техническая характеристика — в табл. VI—30.

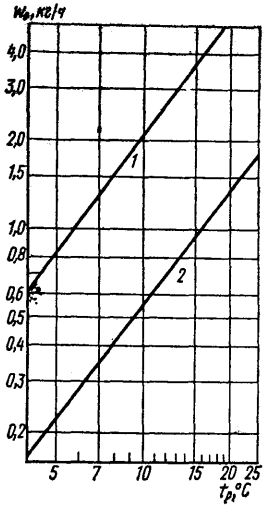


Рис. VI—38. Производительность по влаге отечественных механических осушителей воздуха в зависимости от температуры точки росы: *1* — МОВ-5А; *2* — ОВВ-1,4

Таблица VI—30

Механические осушители воздуха

Характеристика	ОВВ-1,4	МОВ-5А
Производительность по влаге W_0, кг/ч ($t_п$= 25°С; $\varphi_п$= 0,7; $t_р$ = 19°С)	1,3	5,0
Производительность по воздуху		
кг/с	0,16	0,80
м³/ч	500	2500
Характеристика тока	Однофазный, 220 В	Трехфазный, 380 В
Потребляемая мощность, кВт	0,7—0,9	3,5
Габаритные размеры, мм		
длина	774	1260
ширина	530	775
высота	550	550
Объем по габаритным размерам, м³	0,226	0,537
Масса, кг	75	205

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА В ПРОМЫШЛЕННЫХ ЗДАНИЯХ

В промышленных зданиях основное применение получили центральные системы кондиционирования воздуха: рециркуляционные, прямоточные, однозональные и многозональные.

Кондиционеры устанавливают внутри обслуживаемых зданий в подвальных помещениях, в цехах или на технических этажах в многоэтажных зданиях. Помещения больших объемов могут обслуживаться несколькими центральными системами. При круглогодичной и круглосуточной эксплуатации в центральных системах кондиционирования воздуха, совмещенных с воздушным отоплением, следует устанавливать не менее двух кондиционеров производительностью по 50% общей производительности системы. Если несколько систем кондиционирования воздуха предназначены для поддержания примерно одинаковых параметров воздуха и кондиционеры расположены вблизи друг от друга, то следует для целей взаимозаменяемости попарно объединять эти системы по приточным и рециркуляционным воздуховодам.

За рубежом в последние годы в промышленных зданиях все большее распространение получают децентрализованные, так называемые модульные системы кондиционирования воздуха. Они применяются главным образом в одноэтажных промышленных зданиях и представляют собой группу отдельных кондиционеров, установленных на кровле здания (так называемые кровельные кондиционеры), причем каждый кондиционер обслуживает несколько пролетов здания, создавая своеобразный кондиционируемый модуль. Кондиционеры монтируют на специальных рамах, конструкция которых позволяет произвести быстрый монтаж оборудования и обеспечить надежную гидроизоляцию перекрытия. Подача в цех приточного и забор (при необходимости) рециркуляционного воздуха осуществляются через комбинированные приточно-вытяжные анемостаты или с помощью коротких воздуховодов.

В модульных системах получили распространение автономные кондиционеры с герметичными компрессорами и воздушными конденсаторами, а также неавтономные кровельные кондиционеры (рис. VI—39). В зимнее время в этих агрегатах для нагрева воздуха могут быть использованы пар, горячая вода, газ, нефть или электричество.

Модульные системы характеризуются гибкостью и динамичностью. Замена или установка дополнительного оборудования не нарушает производственного процесса и не связана с большими изменениями в системе в отличие от центральных установок. Монтаж кондиционеров осуществляется с помощью кранов или вертолетов. Модульная система легко обеспечивает требуемые режимы в отдельных зонах, поскольку каждый агрегат обслуживает свою зону. Выход из строя одного из кондиционеров не оказывает существенного влияния на параметры воздушной среды в целом по зданию.

Недостатками этих систем, вызванными главным образом их наружным расположением, являются необходимость изоляции арматуры, приборов и соединений от воздействия осадков и переменных температур и создания подходов к каждому кондиционеру для обслуживания. Это усложняет эксплуатацию и повышает ее стоимость.

Разновидностью кровельных кондиционеров являются раздельные установки, у которых компрессорно-конденсаторный агрегат или воздушный конденсатор смонтирован на кровле, а все остальные его элементы — в помещении под перекрытием на специальной площадке.

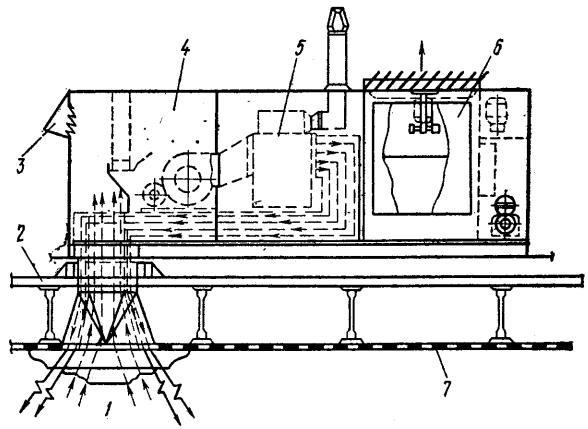


Рис. VI—39. Кровельный кондиционер:

1 — приточно-вытяжной анемостат; *2* — уровень кровли; *3* — клапан забора наружного воздуха; *4* — охладительно-вентиляторная секция; *5* — секция нагрева; *6* — компрессорно-конденсаторная секция; *7* — подшивной потолок

Модульная система с кровельными кондиционерами имеет преимущества перед другими системами кондиционирования воздуха: наиболее низкую первоначальную стоимость и укороченные сроки монтажа и пуска. Капитальные затраты на модульные системы с автономными кровельными кондиционерами на 25—30% ниже, а эксплуатационные — на 25% выше, чем у систем с центральными кондиционерами. При сроках эксплуатации более 10 лет центральные установки экономически более выгодны, однако первоначальная низкая стоимость, гибкость и динамичность модульных систем делают их во многих случаях предпочтительными.

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА В ХОЛОДИЛЬНЫХ КАМЕРАХ

Для хранения пищевых продуктов в холодильных камерах оптимальными являются возможно более низкие температуры воздуха. Для охлажденных продуктов предел здесь определяется опасностью подмораживания, а для мороженых — возрастанием общей стоимости хранения при более низких температурах.

Оптимальную относительную влажность воздуха в камерах хранения охлажденных продуктов устанавливают по минимуму потерь при хранении. Обычно она составляет 0,75—0,95. При хранении мороженых продуктов не бывает потерь от плесневения и загнивания, поэтому желательна возможно более высокая относительная влажность воздуха в камере.

Значения температур и относительных влажностей воздуха, применяемых при хранении отдельных пищевых продуктов, приведены в соответствующих справочниках серии «Холодильная техника».

Влажностный баланс холодильной камеры может быть выражен уравнением

$$W_0 = W_{\text{п}} + W_{\text{д}} + W_{\text{у}}, \qquad \text{(VI—17)}$$

где W_0 — количество влаги, оседающей на поверхностях охлаждающих приборов; $W_{\text{п}}$ — количество влаги, выделяемой продуктами; $W_{\text{д}}$ — количество влаги, поступающей в камеру при открывании дверей; $W_{\text{у}}$ — количество влаги, поступающей в камеру от увлажнителя.

Величиной влагопритока при открывании дверей $W_{\text{д}}$ в камерах длительного хранения продуктов можно пренебречь, тем более что тепловлажностное отношение процесса подмешивания наружного воздуха близко к соответствующей величине для процесса в воздухоохладителе и камере.

По уравнению Дальтона

$$W_0 = \beta_0 F_0 \left(\varphi_{\text{к}} p''_{\text{к}} - p''_0\right), \qquad \text{(VI—18)}$$

где β_0—коэффициент массообмена на поверхности охлаждающих приборов, кг/(м²·с·Па); F_0 — площадь наружной поверхности охлаждающих приборов, м²; $\varphi_{\text{к}}$ — относительная влажность воздуха в камере; $p''_{\text{к}}$ и p''_0 — парциальные давления насыщенного водяного пара при температурах камеры $t_{\text{к}}$ и наружной поверхности охлаждающих приборов t_0, Па.

Уравнение для количества влаги, выделяемой продуктами,

$$W_{\text{п}} = \beta_{\text{п}} F_{\text{п}} \left(p''_{\text{п}} - \varphi_{\text{к}} p_{\text{к}}\right) =$$

$$= \beta_{\text{п}} F_{\text{п}} p_{\text{к}} \frac{1 - \varphi_{\text{к}}}{1 + (B/A)}, \qquad \text{(VI—19)}$$

где $\beta_{\text{п}}$ — коэффициент массообмена между продуктами и воздухом, кг/(м²·с·Па); $F_{\text{п}}$ — площадь наружной поверхности продуктов, м²; $p''_{\text{п}}$ — парциальное давление насыщенного водяного пара при температуре поверхности продуктов $t_{\text{п}}$, Па; для продуктов, не выделяющих теплоту при хранении, $t_{\text{п}}$ можно условно принять равной температуре влажного термометра в воздухе камеры; A — психрометрический коэффициент, Па/К;

$$A = \left(p''_{\text{п}} - \varphi_{\text{к}} p''_{\text{к}}\right)/(t_{\text{к}} - t_{\text{п}}). \qquad \text{(VI—20)}$$

Психрометрический коэффициент зависит от средней скорости воздуха в камере — для барометрического давления 100 кПа (750 мм рт. ст.).

w, м/с	0,1	0,2	0,5	0,8	1,0	4,0
A, Па/К	133	99	78,5	73,5	71,7	66,7

B — коэффициент из уравнения линейной аппроксимации зависимости $p''_{\text{п}} = f(t_{\text{п}})$.

$$p''_{\text{п}} = a + bt_{\text{п}}. \qquad \text{(VI—21)}$$

Значения b в виде функции от $t_{\text{п}}$:

$t_{\text{п}}$, °С	—20	—15	—10		
b, Па/К	10,0	15,3	23,3		
$t_{\text{п}}$, °С	—5	0	+ 5	+10	
b, Па/К	34,7	47,3	60,6	82,5	

Из уравнений (VI—18) — (VI—21) можно, пренебрегая величиной $W_{\text{д}}$, получить выражение для равновесной относительной влажности воздуха в камере $\varphi_{\text{к}}$:

$$\varphi_{\text{к}} = \frac{H + [1 + (B/A)]\,\varphi_0 + W_{\text{у}}}{H + [1 + (B/A)]}, \qquad \text{(VI—22)}$$

где $H = \dfrac{\beta_{\text{п}} F_{\text{п}}}{\beta_0 F_0}$; $\varphi_0 = \dfrac{p_0}{p_{\text{к}}}$.

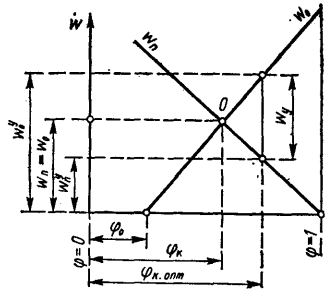


Рис. VI—40. Графическое изображение влажностного баланса холодильной камеры

Очевидно, что при $W_у=0$ и отсутствии продуктов в камере ($H=0$) $\varphi_{к.мин}=\varphi_0$, а при отсутствии охлаждения ($H=\infty$) $\varphi_{к.макс}=1$.

Графически влажностный баланс холодильной камеры показан на рис. VI—40. Точка пересечения прямых линий $W_п$ и W_0 O позволяет установить равновесную относительную влажность $\varphi_к$ для случая $W_у=0$. При наличии увлажнения очевидно снижение потерь влаги продуктами вследствие усушки $\left(W_п^у < W_п\right)$, но также увеличение количества влаги, оседающей в виде инея на охлаждающих поверхностях $\left(W_0^у > W_0\right)$. Изменяя количество пара или воды, подаваемых в камеру, можно установить в камере относительную влажность воздуха, равную оптимальной.

Уравнение (VI—19), а также основанное на нем уравнение (VI—22) имеют существенные недостатки.

1. Допущение о равенстве температуры поверхности продуктов и температуры влажного термометра воздуха в помещении (в условиях длительного хранения) справедливо лишь для продуктов, не выделяющих теплоты (мясо, масло, рыба и др.). Однако его нельзя принимать для продуктов, выделяющих теплоту при хранении (фрукты, овощи). Оно неприменимо, конечно, и для процессов охлаждения и замораживания продуктов.

2. Попытка учесть сложные процессы лучистого теплообмена в штабеле зависимостью, пригодной для шарика влажного термометра, хотя и значительно упрощает уравнение (VI—19), но вносит в него некоторую неточность.

3. Приравнивание параметров воздуха в штабеле и в свободном объеме камеры в принципе неправильно, хотя и может быть скорректировано выбором надлежащего значения коэффициента массообмена $\beta_п$.

Все эти недостатки делают уравнения (VI—19), (VI—22) и основанный на них рис. VI—40 полезными лишь для качественного анализа тепло- и массообмена в холодильных камерах.

Более плодотворным и удобным методом расчета влаговыделений от продуктов является приравнивание их на основе уравнения (VI—17) количеству влаги, сконденсированной на поверхности воздухоохладителя или охлаждающей батареи,

$$W_п = W_0 = Q_0/\varepsilon_0, \qquad \text{(VI—23)}$$

где Q_0 — холодопроизводительность воздухоохладителя, кВт; ε_0 — тепловлажностное отношение процесса охлаждения воздуха в воздухоохладителе.

По известному закону прямой линии

$$\varepsilon_0 = (i_к - i_х)/(d_к - d_х) = \\ = (i_к - i_0)/(d_к - d_0), \qquad \text{(VI—24)}$$

где $i_к$ и $d_к$ — соответственно энтальпия и влагосодержание воздуха в камере (на входе в воздухоохладитель); $i_х$ и $d_х$ — соответственно энтальпия и влагосодержание воздуха на выходе из воздухоохладителя; i_0 и d_0 — соответственно энтальпия и влагосодержание насыщенного воздуха температурой, равной температуре охлаждающей поверхности воздухоохладителя.

Предложено трактовать величину ε_0 как тепловлажностное отношение линий $\varphi=\text{const}$ при данной температуре, что справедливо при высоких значениях относительной влажности воздуха в камере ($\varphi_к \geqslant 0{,}9$).

Получена эмпирическая формула для ε_0, основанная на законе прямой линии:

$$\varepsilon_0 = 2500 + \\ + \frac{\Delta t\,(270 + 1{,}07 t_к)\,(1{,}086 - 3{,}7\cdot 10^{-4} t_к)}{\varphi_к\,[1{,}086 + 3{,}7\cdot 10^{-4}\,(\Delta t - t_к)]\,\Delta t - 1}, \qquad \text{(VI—25)}$$

где $\Delta t = t_к - t_0$ — разность температур между воздухом в камере и наружной поверхностью воздухоохладителя; $t_к$ и $\varphi_к$ — соответственно температура и относительная влажность воздуха в камере.

Уравнение (VI—25) пригодно для $t_к=0 \div -30°C$; $\varphi_к=0{,}7 \div 1$ при соблюдении условия $(t_к - t_{р.к}) < \Delta t < 15°C$, где $t_{р.к}$ — температура точки росы воздуха в камере.

Значения ε_0, подсчитанные по уравнению (VI—25) для $\Delta t=5°C$, приведены на рис. VI—41. Из рис. VI—41 и уравнения (VI—25) следует, что значения $W_п$ уменьшаются с понижением температуры воздуха в камере $t_к$. Это соответствует практическим наблюдениям. Очевидно также, что значения $W_п$ с повышением давления воздуха уменьшаются, так как линия насыщения при этом, перемещаясь в зо-

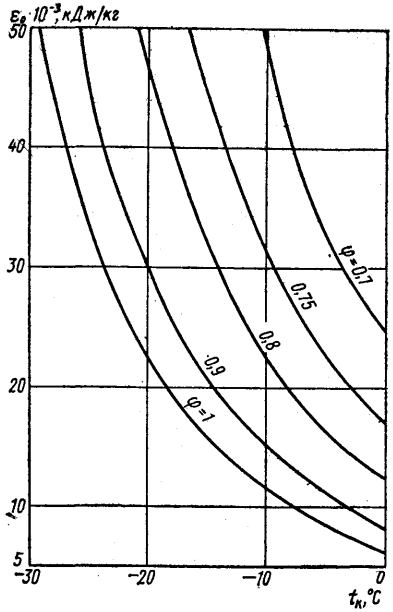


Рис. VI—41. Зависимость ε_0 от $t_к$ по уравнению (VI—25) ($\Delta t = 5$°C)

ну меньших влагосодержаний, в d, i-диаграмме проходит круче. Из уравнения (VI—23) можно сделать вывод о влиянии тепловой нагрузки воздухоохладителя Q_0 на $W_п$. Уменьшая Q_0, хотя бы путем улучшения термоизоляции помещения, можно существенно снизить потери влаги продуктами.

Необходимость в увлажнении воздуха зависит от соотношения между тепло- и влаговыделениями в камере, выражаемого тепловлажностным отношением камеры $\varepsilon_к$, кДж/кг.

$$\varepsilon_к = Q_к / W_к = (i_к - i_в)/(d_к - d_в),$$

где $Q_к$ — количество теплоты, поступающей в камеру главным образом через наружные ограждения; $W_к$ — количество влаги, выделяемой в камере главным образом продуктами ($W_к$—$W_п$); $i_к$ и $d_к$ — соответственно энтальпия и влагосодержание воздуха в камере; $i_в$ и $d_в$ — соответственно энтальпия и влагосодержание воздуха, подаваемого в камеру.

Значение $\varepsilon_к$ характеризует наклон в d, i-диаграмме линии процесса изменения состояния воздуха в камере. Такой же характеристикой для процесса охлаждения воздуха в воздухоохладителе кондиционера является тепловлажностное отношение воздухоохладителя ε_0 — уравнение (VI—24).

Изображение в d, i-диаграмме процессов

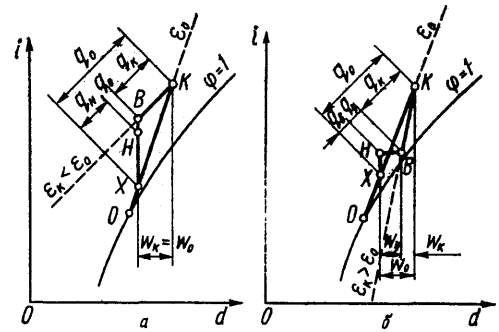


Рис. VI—42. Изображение в d, i-диаграмме процессов обработки воздуха в кондиционере холодильной камеры:

а: K—X — охлаждение воздуха в воздухоохладителе; X—H — нагрев воздуха в калорифере; H—B — подогрев воздуха в вентиляторе; B—K — процесс в камере; O — состояние воздуха у охлаждающей поверхности; *б*: X—H — подогрев воздуха в вентиляторе; H—B — увлажнение воздуха паром. Остальные обозначения те же, что и на рис. VI—26, *а*. Количества теплоты (q) и влаги (w) обозначены малыми буквами, так как они отнесены к 1 кг воздуха

обработки воздуха в кондиционере для случаев $\varepsilon_к < \varepsilon_0$ и $\varepsilon_к > \varepsilon_0$ приведено на рис. VI—42, *а* и *б*. Очевидно, что для того, чтобы получить точку B с параметрами, удовлетворяющими тепловому и влажностному балансам камеры, в первом случае необходимо подогревать воздух после воздухоохладителя, а во втором — увлажнять. Получить желаемую относительную влажность воздуха в камере с помощью лишь одного воздухоохладителя можно только тогда, когда $\varepsilon_к \cong \varepsilon_0$. Такое равенство может быть только случайным, так как величина $\varepsilon_к$ не является постоянной и изменяется в зависимости от времени года и загрузки камеры продуктами. Величина ε_0, наоборот, при заданном начальном состоянии воздуха изменяется весьма мало. Процесс увлажнения паром, вносящим в камеру теплоту, равную его количеству, помноженному на энтальпию, показан на рис. VI—42, *б*. При увлажнении разбрызгиваемой водой процесс протекает примерно по линии постоянной энтальпии, тогда $q_у = 0$.

Уравнения теплового и влажностного балансов всей установки кондиционирования воздуха:

$$\varepsilon_п < \varepsilon_0$$
$$Q_0 = Q_к + Q_в + Q_н$$
$$W_0 = W_к$$

$$\varepsilon_п > \varepsilon_0$$
$$Q_0 = Q_к + Q_в + Q_у$$
$$W_0 = W_к + W_у$$

Здесь $Q_в$ — теплота, вносимая в камеру в свя-

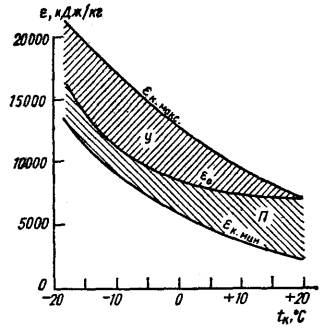


Рис. VI—43. Приблизительные значения тепловлажностных отношений $\varepsilon_к$ и ε_0 в зависимости от температуры воздуха в камере:
У — зона потребности в увлажнении; *П* — зона потребности в осушении

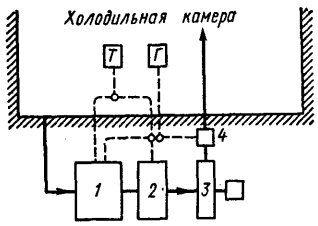


Рис. VI—44. Схема кондиционера для холодильных камер:
1 — воздухоохладитель; *2* — воздухонагреватель (калорифер); *3* — вентилятор; *4* — увлажнитель; *Т* — терморегулятор; *Г* — влагорегулятор (гигростат)

зи с работой вентилятора; $Q_н$ — теплота, подводимая к воздуху в воздухонагревателе; $Q_у$ — теплота, подводимая к воздуху в увлажнителе (при паровом увлажнении, при водяном — $Q_у=0$).

Примерные значения $\varepsilon_к$ приведены на рис. VI—43. На этом же рисунке нанесены обычные значения ε_0. Как видно из рис. VI—43, в камерах хранения охлажденных и замороженных продуктов требуется, как правило, увлажнение. В камерах, температура которых 10—15°С (созревание сыра, хранение бананов, переработка мяса на колбасных заводах и др.), наоборот, более часто применяют подсушивание воздуха с помощью воздухонагревателя. Круглогодичный кондиционер должен осуществлять по мере надобности подогрев или увлажнение (рис. VI—44). Зимой для отвода влаги в целях поддержания оптимальной относительной влажности воздуха в камере часто пускают в ход холодильную машину, избегая переохлаждения воздуха путем его последующего подогрева. Такое использование холодильных машин нельзя признать рациональным. При длительных суровых зимах отвод влаги из камеры можно осуществлять наружным воздухом.

Для автоматизации регулирования влажности воздуха в холодильных камерах, оборудованных уже автоматическим регулированием температуры, был разработан паровой увлажнитель воздуха АУВ производительностью по пару до 20 кг/ч, что достаточно для камеры объемом около 1000 м³. Пар из увлажнителя выходит перегретым до 120°С (это позволяет избежать конденсации его в трубопроводах). Для уменьшения образования накипи предусмотрена магнитная противонакипная обработка воды.

Недостатком паровых увлажнителей является повышенный расход холода на отвод теплоты, вносимой паром. Увлажнение воздуха водой более перспективно, однако в этом случае необходимо монодисперсное распыливание ее с диаметром капелек 5—10 мкм, что представляет собой довольно трудную задачу.

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА В ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Мясная промышленность. На современных мясокомбинатах кондиционирование воздуха применяют в следующих помещениях колбасных заводов: разрубочное, в котором тушу разрубают на куски; обвалочное, в котором мясо отделяют от костей; жиловочное, в котором из мяса удаляют сухожилия; машинный зал, в котором мясо измельчают и перемешивают, превращая его в фарш; шприцовочное, в котором оболочки наполняют фаршем; сушильное, в котором производят сушку колбас; фасовочное, в котором производят полуфабрикаты.

Во всех этих помещениях необходимо поддерживать следующие параметры воздуха: $t_п=12\pm1$°С; $\varphi_п=0{,}8\pm0{,}05$ (в сушилках колбасы $\varphi_п=0{,}75\pm0{,}05$). Кратность обмена циркуляционного воздуха обычно принимают равной 10—20 объемов в час. Подача вентиляционного воздуха определяется санитарными нормами и числом одновременно работающих людей. В помещения колбасных сушилок вентиляционный воздух не подается. В помещениях разрубки, обвалки и жиловки обычно работает много людей, и их тепловыделения составляют весьма существенную часть в общем теплопритоке помещения.

Для ориентировочного расчета потребности в рабочих можно руководствоваться следующими данными:

Стадии обработки мяса	Средние затраты труда, чел.-ч на 1 т колбасы
Разрубка туш, обвалка и жиловка мяса	13—16
Посол мяса	1,9—2,3
Приготовление фарша	2,0—2,2
Шприцевание фарша	13,5—18,7
Термическая обработка	2,6—4,8
Итого	33—44

В машинном зале и в меньшей степени в шприцовочном отделении большое значение имеют тепловыделения от оборудования.

Стадия обработки мяса	Расход электроэнергии на 1 т мяса, кВт·ч/т
Измельчение мяса на волчках	
сетка с отверстиями 2—3 мм	4—5
» » » 16—20 мм	1,7—2,2
Измельчение мяса в куттерах	
периодического действия	12—28
непрерывного действия	6—12
Перемешивание фарша в фаршемешалках	2,5—2,6
Шприцевание фарша в оболочку	0,5—2,0

В эти данные надо внести поправку на таяние льда (9—19 кВт·ч на 1 т фарша), который добавляют в куттеры для предотвращения чрезмерного в них перегрева мяса.

Коэффициент использования оборудования машинного зала в среднем 0,65, а шприцовочной — 0,25. Температура мяса изменяется при его обработке довольно значительно (табл. VI—31).

Таблица VI—31

Изменение температуры (в °С) охлажденного и парного (в скобках) мяса в процессе его обработки

Процессы обработки мяса	Начало процесса	Конец процесса	Подогрев (+) или охлаждение (—)
Разрубка, обвалка, жиловка	4(36)	8(30)	+4(—6)
Посол	8(30)	4	—4(—26)
Измельчение на волчках и куттерах в машинном зале	8	10	+2
Шприцевание	10	12	+2
Термическая обработка	12	40	+28
Сушка колбас	40	12	—28

Тепловлажностные отношения процессов изменения состояния воздуха в помещениях переработки мяса в летнее время изменяются от 3500 до 7000 кДж/кг, в колбасных сушилках — даже от 1400—2700 кДж/кг. Столь малые значения ε_n приводят к необходимости применять схему кондиционирования воздуха с подогревом, что приводит к увеличению потребной холодопроизводительности.

Ориентировочные удельные расходы холода на 1 м² пола помещений приведены в табл. VI—32. При проектировании их уточняют.

Таблица VI—32

Приблизительные значения удельного расхода холода на 1 м² площади пола помещений

Помещение	Расход холода для охлаждения помещения, Вт/м²	Расход холода на кондиционер с учетом подогрева воздуха, Вт/м²
Разрубочное, обвалочное, жиловочное	80	180
Подготовка шпика	60	105
Машинный зал (приготовление фарша)	80	120
Шприцовочное	105	140
Сушилка колбасы	75	160
Экспедиция	35	—

Кондиционирование воздуха на мясокомбинатах осуществляют главным образом с помощью секционных горизонтальных кондиционеров типа КТЦ. В форсуночных камерах этих кондиционеров в летнее время разбрызгивается ледяная вода температурой 2°С.

Кондиционеры типа КТЦ имеют большие габариты. Для размещения кондиционеров необходимо помещение с площадью равной 10—15% площади кондиционируемых помещений.

Установка кондиционирования воздуха является единственной установкой с хладоносителем во всем современном мясокомбинате. Основная холодильная установка работает по более экономичной схеме непосредственного охлаждения. Более целесообразно в этих случаях применять подвесные компактные кондиционеры непосредственного охлаждения, располагаемые прямо в кондиционируемом помещении на площадках под потолком и не занимающие производственную площадь.

Для этой цели был разработан технологический кондиционер типа КТА-16 с непосредственным охлаждением аммиаком. Модернизи-

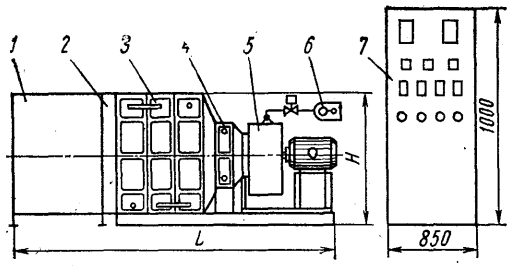


Рис. VI—45. Технологический кондиционер ОТА-16:

1 — камера фильтров; *2* — камера смешения наружного и рециркуляционного воздуха; *3* — воздухоохладитель; *4* — калорифер; *5* — вентиляторный агрегат; *6* — увлажняющее устройство; *7* — щит автоматического управления

рованный кондиционер КТА-16, марка которого ОТА-16 (рис. VI—45), рассчитан на поддержание в помещении температуры воздуха 10—16°С и относительной влажности 0,7—0,95. Техническая характеристика кондиционера ОТА-16 приведена ниже.

Техническая характеристика технологического кондиционера ОТА-16

Холодопроизводительность, кВт*	50
Теплопроизводительность (максимальная), кВт	50
Осушающая способность, кг/ч	3,0
Подача воздуха	
кг/с	5,5
м³/ч	16000
Мощность электродвигателя вентилятора, кВт	7,5
Габаритные размеры воздухообрабатывающего агрегата (щита управления), мм	
высота *H*	1660(1000)
ширина	2100(850)
длина *L*	3775(395)
Объем по габаритным размерам, м³	13,1(0,335)
Масса воздухообрабатывающего агрегата (щита управления), кг	2300 (220)

* При температуре воздуха в камере 12°С и влажности 85%.

Молочная промышленность. В молочной промышленности технологическое кондициони-

Таблица VI—33

Оптимальные параметры воздуха в камерах созревания сыра

Вид сыра	Этап созревания	Продолжительность этапа созревания, мес	Температура, °С	Относительная влажность, %
Твердые сыры				
Голландский, костромской, степной	I	0,7—1	10—12	85—90
	II	2—2,5	12—16	80—85
Угличский	I	1—1,5	12—14	85—90
	II	2	10—12	88—90
Кавказский	I	0,7	14—16	85—87
	II	3—6	12—14	80—85
Российский	I	1	14—16	75—80
	II	2	10—12	85—90
Чеддер	I	0,3	12—15	80—85
	II		6—10	80—85
Швейцарский	I	1—1,5	22—25	92—94
	II	6	11—12	90
Советский	I	0,7—1	22—25	94—96
	II	4	12—15	85—87
Мягкие сыры				
Дорогобужский, медынский	—	—	11—14	90—95
Рокфор	—	—	6—8	90—95
Самопрессующиеся сыры				
Латвийский, волжский	I	1	12—15	90—95
	II	1	10—12	85—90

рование воздуха применяется главным образом в камерах созревания сыра. Кроме того, в ряде помещений с повышенными тепло- и влаговыделениями необходимо комфортное кондиционирование воздуха с целью облегчения условий и повышения производительности труда рабочих.

Созревание сыра обычно осуществляют в два этапа при температуре и влажности воздуха, различных для разных сортов сыра (табл. VI—33).

За последнее время все шире применяют бескорковое созревание сыра в упаковке из полимерной пленки. При этом во избежание порчи пленки относительную влажность воздуха в камере рекомендуется поддерживать не более 75—80%.

Кратность циркуляции воздуха в камерах созревания сыра равна 6—12 объемам в час. Кратность обмена воздуха (вентиляции) составляет для парафинированных сыров 3 объема в сутки, для непарафинированных — 5—6, а для мягких сыров — 10 объемов в сутки.

Тепловлажностное отношение в камерах созревания $\varepsilon_к$ летом колеблется от 4000 до 7500 кДж/кг. Особенно низкие значения $\varepsilon_к$ получают при расположении камер в подвалах. Малые значения тепловлажностного отношения приводят к необходимости применять схему обработки воздуха с подсушиванием, т. е. с подогревом его в калорифере после воздухоохладителя. Увлажнение требуется лишь при небольших загрузках камер сыром. Без работы кондиционера относительную влажность воздуха в камере устанавливают, как правило, выше оптимальной, что делает необходимым подсушивание его.

Для кондиционирования воздуха в камерах созревания сыра в 1980 г. были разработаны модернизированные рассольные технологические кондиционеры ОТР-13 и ОТР-7 (прежде КТР-13 и КТР-7), а также автономные фреоновые кондиционеры СР9×2-1-0 (прежде ХМ1-20) с водяным охлаждением конденсатора и градирней и 1 СР9×2-1-0 с воздушным охлаждением конденсатора. Техническая характеристика этих кондиционеров дана в табл. VI—34, а общий вид кондиционера СР9×2-1-0—на рис. VI—46.

Хранение зерна и производство хлеба. Равновесная влажность зерна, как и всякого гигроскопичного продукта, зависит от относительной влажности воздуха. Эта зависимость для ржи при 20°С:

Относительная влажность воздуха, %	20	30	40	50
Влажность зерна, %	7,5	9	11	12
Относительная влажность воздуха, %	60	70	80	90
Влажность зерна, %	13,5	15	16,5	20

Таблица VI—34

Техническая характеристика технологических кондиционеров для камер созревания сыра

Характеристика	ОТР-13	ОТР-7	ХМ1-20	СР9×2-1-0
Холодопроизводительность, кВт*	32	20	27	38
Теплопроизводительность (максимальная), кВт	32	21	46	13,75
Осушающая способность, кг/ч, не менее	3	2	10	20
Увлажняющая способность, кг/ч	12	10	—	—
Подача воздуха				
кг/с	4,5	2,4	2,5	3,9
м³/ч	13000	7000	9000	11200
Установленная мощность электродвигателей вентилятора, кВт	7,5	5,5	6,0	7,5
Установленная мощность электродвигателей компрессора, кВт	—	—	6,5	4,6
Габаритные размеры**, мм				
высота	1690	1100	1900	1650
ширина	1680	1200	1700	1600
длина	3350	2700	1400	1675
Объем по габаритным размерам, м³	9,5	3,6	4,5	4,45
Масса, кг	2000	1150	1400	1500

* При температуре воздуха в камере 12°С и влажности 85 %.
** Габаритные размеры пульта управления 850 × 395 × 1000 мм; объем 0,335 м³.

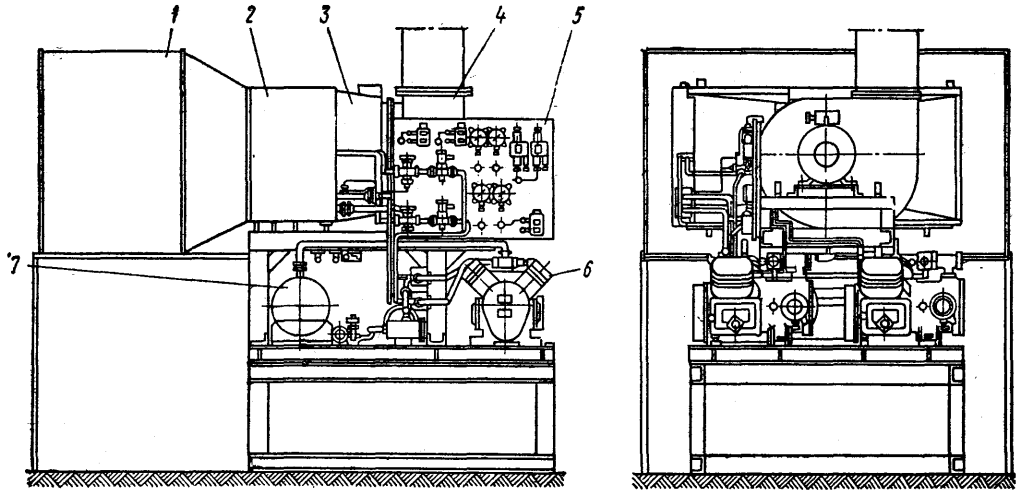


Рис. VI—46. Технологический кондиционер СР9×2-1-0:
1 — камера фильтров; *2* — воздухоохладитель; *3* — электрокалорифер; *4* — вентилятор; *5* — щит управления; *6* — компрессор; *7* — конденсатор

После уборки урожая влажность зерна обычно равна примерно 20%. Для долгосрочного хранения его надо высушить до 12—13%, что осуществляется продуванием через зерно подогретого воздуха. Температура зерна во избежание потери всхожести не должна превышать при этом 40—45°С. Имеется положительный опыт применения для сушки зерна механических осушителей воздуха. Производимое ими понижение начального влагосодержания воздуха значительно ускоряет процесс. В случае необходимости можно хранить и влажное зерно, однако при этом должна быть понижена температура хранения. Так, для успешного хранения зерна в течение года благоприятны следующие температуры:

Влажность зерна, %	14	15	16	
Температура хранения, °С	22,5	17,5	13,5	
Влажность зерна, %	17	18	19	20
Температура хранения, °С	11,0	8,5	7,0	5,6

Искусственное охлаждение применяют также для хранения семян, чтобы сохранить их всхожесть на высоком уровне. Температура хранения в этом случае равна 5—10°С. Охлаждают зерно продуванием через него воздуха в количестве 3—5 м³/ч на 1 м³ объема зерна. Для этого в хранилище закладывают воздушные каналы с отверстиями или без нижней стенки.

Создана комплексная стационарная холодильная установка для охлаждения и подсушивания семенного зерна «Зерно-500». Она рассчитана на охлаждение 500 т зерна в сутки и состоит из холодильной машины ХМ-22ФУ-200/2, рассольного бака вместимостью 15 м³, пленочной градирни ККТ-100 (ГДР) и шести воздухоохладителей В-150 площадью рабочей поверхности по 150 м² каждый. Воздух, охлажденный до 5°С, подается шестью воздуховодами в количестве 6×6=36 кг/с (105000 м³/ч) при напоре 3000 Па. Общая холодопроизводительность при температуре рассола 0°С Q_0=230 кВт.

Разработана также передвижная установка меньших размеров, рассчитанная на охлаждение 100 т зерна в сутки.

Для кондиционирования воздуха в хлебопекарном производстве холодильные машины не применяют, так как в этом случае необходимы повышенные температуры и влажности воздуха.

Чайная промышленность. По существующей технологии чайный лист после сбора завяливают при 40—46°С. После этого он поступает в роллерный и ферментационный цехи, где осуществляются его скручивание и ферментация при температуре воздуха $t_п$=22÷24°С и относительной влажности его $\varphi_п$=0,95÷0,98%. После этого чайный лист сушат при 85—95°С. Кондиционирование воздуха с использованием холодильных машин применяют в роллерном и ферментационном цехах.

Предложено применять теплоту, отводимую от конденсаторов этих холодильных машин, для нагревания воздуха в завялочном цехе по схеме теплового насоса. Это предложение реа-

лизовано на Губской чайной фабрике с применением стандартных компрессоров. В дальнейшем в этих целях была применена неазеотропная смесь R12 и R142. Для сушки чая рекомендуется использовать теплонасосную установку, работающую на R142.

Предложена новая технология изготовления черного байхового чая, включающая в себя: замораживание зеленого чайного листа при —40÷—50°С, дефростацию при 40—45°С, кратковременное скручивание, ускоренную ферментацию и сушку.

Замораживание чайного листа и его хранение при —20°С позволяют значительно смягчить сезонность чайного производства и резко повысить годовую производительность чайных заводов. По новой технологии кондиционирование воздуха остается в роллерном и ферментационном цехах с использованием теплоты, получаемой по теплонасосной схеме в цехе сушки, а также при дефростации листа.

Табачная промышленность. Кондиционирование воздуха с применением холодильных машин необходимо для сушки табака и его ферментации. Сушку табака во избежание потери аромата желательно проводить при 10°С. По той же причине температура воздуха при ферментации табака не должна превышать 20—25°С.

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА В ЖИВОТНОВОДСТВЕ

Современное интенсивное животноводство и птицеводство основаны на содержании скота и птиц в закрытых помещениях крупных механизированных откормочных пунктов при тесном размещении. При этом в летнее жаркое время резко сокращаются привес животных и потребление ими корма.

Оптимальной является температура 15—17°С. Качество свиного мяса, определяемое жирностью, и количество протеина также существенно зависят от температуры воздуха, при какой выращивалось животное.

Дегустационная оценка качества мяса свиней, выращенных при разных температурах воздуха, приведена ниже.

Температура воздуха, при которой выращивались свиньи, °С	3	5	10
Число дегустаторов, присудивших I место, %	40	50	80
Температура воздуха, при которой выращивались свиньи, °С	15	20	25
Число дегустаторов, присудивших I место, %	100	100	65

По мнению специалистов, продуктивность откорма животных в среднем на 50—60% зависит от кормов, на 20% — от качества ухода и на 20—30% — от параметров воздуха в помещении. Продуктивность молочного скота также зависит от температуры воздуха.

Температура воздуха, °С	—12	0	22	25	30	35
Удой молока, %	80	98	100	98	92	70

Такова же зависимость и для яйценоскости птиц. Повышенные температуры (до 35°С) нужны только для выращивания самых маленьких цыплят в брудере. По мере роста цыплят температура помещения постепенно снижается до 24°С.

В помещения для содержания поросят надо подавать 70 м³/ч свежего воздуха (на одну свиноматку с поросятами), в бройлерные — до 7,5 м³/ч на 1 кг массы цыплят.

Выдержать необходимые параметры воздуха (табл. VI—35) летом можно лишь с помощью холодильных машин. Полное кондиционирование воздуха по прямоточной системе, свя-

Таблица VI—35

Верхние пределы параметров воздуха

Животные	Температура воздуха, °С	Относительная влажность, %	Допустимая концентрация CO_2, %	Подача свежего воздуха на 1 животное, м³/ч
Коровы	24	0,6—0,8	0,35	120
Свиньи массой				
до 45 кг	25	0,6—0,75	0,25—0,3	45*
свыше 45 кг	22	0,6—0,75	0,25—0,3	
Птицы	24	0,6—0,75	—	7—10

* На 100 кг массы

занное со значительным расходом холода, в большинстве случаев экономически не оправдано. Применение рециркуляции затрудняется коррозией теплопередающих поверхностей аммиаком, содержащимся в воздухе. Поэтому искусственное охлаждение применяют главным образом в устройствах, позволяющих резко сократить расход холода.

В помещениях для откорма свиней применяют систему местного обдува с подводом воздуха (17—60 м³/ч) к голове каждого животного при фиксированном его положении; при этом скорость движения воздуха должна составлять 0,5—1,5 м/с, а температура его должна быть на 8—12°С ниже температуры помещения.

Расход холода при местном обдувании свиней в несколько раз меньше, чем при полном кондиционировании воздуха во всем помещении.

Таблица VI—36

Тепло- и влаговыделения животных

Группы животных	Масса животных, кг	Температура помещения, °С			
		10		25	
		Общие тепловыделения, Вт	Влаговыделения, г/ч	Общие тепловыделения, Вт	Влаговыделения, г/ч
Волы на откорме	400	1080	445	965	1110
	600	1315	540	1175	1350
	800	1570	650	1400	1620
	1000	1860	750	1650	1870
Телки и бычки	120	370	150	330	370
	180	560	230	500	570
	250	580	240	515	600
	350	755	310	675	770
Свиньи на откорме	60	230	95	405	185
	100	325	130	570	255
	200	440	180	780	350
	300	580	240	1020	470
Овцы и бараны	40	134	55	163	68
	60	200	80	245	100
	80	230	95	285	120
	100	255	105	315	130
Куры	2—2,5	8	3	—	3,6
Гуси	6—8	12,5	10	—	12,0
Индейки	6—8	6,4	4	—	5,0

Перспективно устройство охлаждаемых полов в свинарниках. Для этого в бетонный пол закладывают трубки с циркулирующей в них холодной водой. Температура поверхности пола должна поддерживаться 18—22°С. Зимой в эти же трубки подают отепленную воду. Расход холода составляет 80—100 Вт на одну свинью. При содержании крупного рогатого скота и птиц наибольшее распространение получили различные системы с адиабатным увлажнением наружного воздуха без его рециркуляции.

ПРЕЦИЗИОННОЕ КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

В некоторых технологических процессах точного машиностроения, приборостроения и оптического производства требуется высокая точность поддержания температур от ±0,1 до ±0,01°С и выше. Системы, которые обеспечивают такую точность, называют прецизионными.

В развитии техники прецизионного кондиционирования воздуха есть два направления.

Первое — создание систем прямого действия, в которых обработанный (с обычной точностью поддержания температуры) воздух подают в кондиционируемое помещение, где его температура доводится до заданной и поддерживается с требуемой повышенной точностью с помощью регуляторов температуры высокой чувствительности (РТВЧ). Для этого метода характерны большой воздухообмен в помещении (30—40 объемов в час) и малые рабочие разности температур.

Второе — использование принципа затухания температурных колебаний в ограждениях. Этот метод заключается в том, что кондиционируемое помещение располагают в большем, наружном помещении, ограждая от него со всех сторон специальной стенкой с определенными теплотехническими свойствами. В наружном помещении с помощью обычной установки кондиционирования воздуха поддерживают нужную температуру с обычными колебаниями ее ±(0,25÷1)°С. Температурные колебания, проходя через стенку в кондиционируемое помещение, затухают до заданной величины на внутренней поверхности стенки, а в самом помещении температура поддерживается с нужной повышенной точностью. При этом подвижность воздуха в кондиционируемом помещении минимальная. Эти системы предназначены для технологических процессов, протекающих без тепловыделений и требующих очень низкой подвижности воздуха (менее 0,1 м/с). К таким процессам относятся деление шкал, нарезка дифракционных решеток, исследование оптических систем и др.

Второй вариант этого метода заключается в том, что температурные колебания, имеющиеся в самом кондиционируемом помещении, затухают непосредственно в измеряемых или исследуемых объектах. Эти системы предназначены для технологических процессов, про-

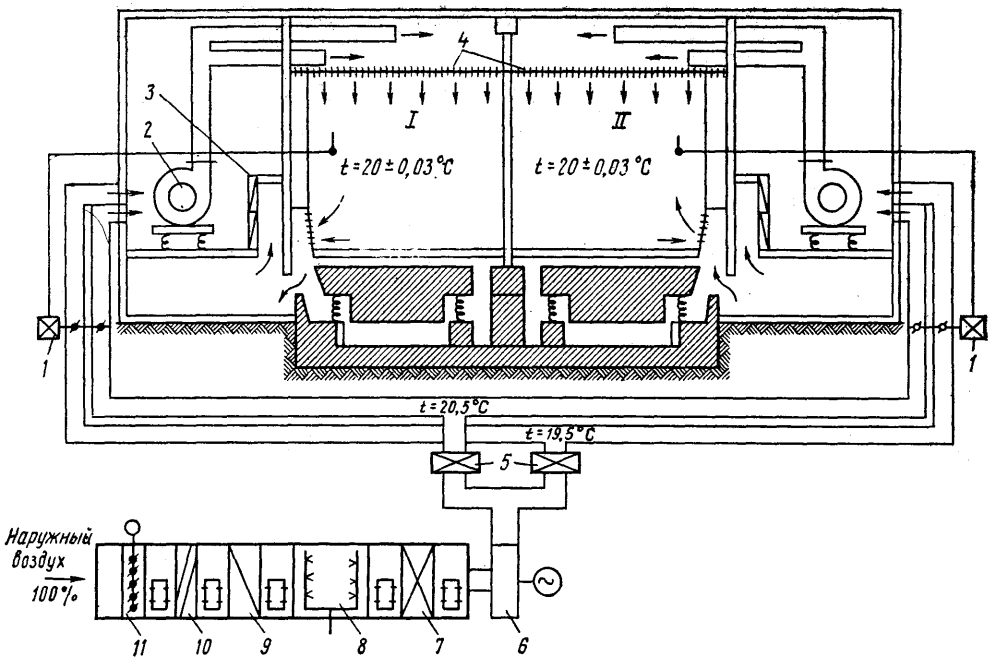


Рис. VI—47. Схема прецизионного кондиционирования воздуха прямого действия:

1 — смесительные клапаны; *2* — рециркуляционный вентилятор; *3* — воздушный фильтр; *4* — перфорированные потолки; *5* — воздухонагреватели-доводчики; *6* — приточный вентилятор; *7* — воздухоохладитель; *8* — увлажнительная камера; *9* — калорифер первого подогрева; *10* — воздушный фильтр; *11* — утепленный клапан

текающих с некоторыми тепловыделениями и допускающих подвижность воздуха более 0,1 м/с (сборка и юстировка прецизионных приборов, станков, финишная обработка некоторых деталей).

Система прецизионного кондиционирования прямого действия изображена на рис. VI—47. В этой схеме воздух после первичной обработки в кондиционере подвергается вторичной доводке в специальных доводчиках. При этом часть воздуха доводится до температуры 20,5°С, а часть — до 19,5°С. Двигаясь по двум каналам при поступлении в помещение, воздух смешивается с помощью смесительных клапанов. Поскольку весь диапазон регулирования температур составляет всего 1°С, температуру смеси можно поддерживать очень точно. Кратность воздухообмена в помещениях около 30 объемов в час. Схема системы прецизионного кондиционирования,

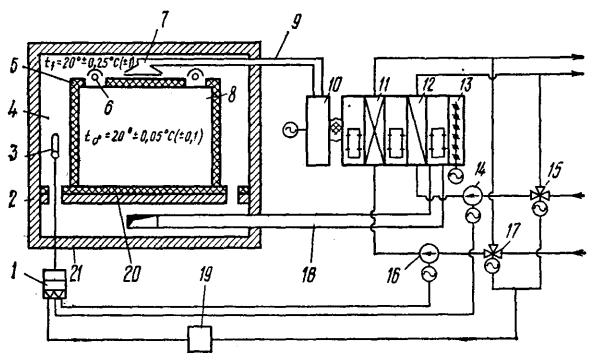


Рис. VI—48. Схема прецизионного кондиционирования воздуха, основанная на принципе затухания температурных колебаний в ограждениях:

1 — терморегулятор; *2* — наружное ограждение; *3* — датчик терморегулятора; *4* — наружное помещение; *5* — внутреннее ограждение; *6* — осветитель; *7* — воздухораспределитель; *8* — кондиционируемое помещение; *9* — приточный воздуховод; *10* — вентилятор; *11* — воздухоохладитель; *12* — воздухонагреватель; *13* — утепленный клапан; *14* — насос горячей воды; *15* — смесительный клапан горячей воды; *16* — насос холодной воды; *17* — смесительный клапан холодной воды; *18* — рециркуляционный воздуховод; *19* — автоматический корректор циклов; *20* — утепленный пол; *21* — подпольное пространство

основанная на принципе затухания температурных колебаний в ограждении с точностью поддержания температуры до ±(0,1÷0,05)°С, представлена на рис. VI—48. Кондиционируемое помещение *8* отделяется от наружного помещения, в котором происходят обычные температурные колебания, внутренним ограждением *5* из специально подобранного материала, толщину которого рассчитывают на определенную степень затухания колебаний. Кондиционер наружного помещения состоит из вентилятора, калорифера, воздухоохладителя, насосов холодной и горячей воды и трехходовых смесительных клапанов. Температура воздуха в наружном помещении поддерживается с обычными колебаниями при помощи двухпозиционного терморегулятора. Амплитуда этих колебаний определяется диапазоном регулирования системы, а период — температурами тепло- и хладоносителей. Регулирование периода производится автоматическим корректором циклов АКЦ19.

Методика расчета прецизионных систем кондиционирования воздуха изложена в книге [23].

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА НА СУДАХ

На морских и речных судах применяют: комфортное кондиционирование воздуха для создания благоприятных условий в жилых помещениях корабля для команды и пассажиров; технологическое (техническое) кондиционирование воздуха в грузовых трюмах и нефтяных танках.

Холодопроизводительность, потребная для комфортного кондиционирования воздуха на транспортном судне, составляет от 50 до 160 кВт, а на пассажирском — до 3500 кВт.

Расчет установки производится по общим методам, изложенным выше в этой же главе.

Необходимо учитывать, что в жарком климате температура воздуха в каютах, облучаемых солнцем, превышает наружную на 8—16°С, а в каютах, расположенных с теневой стороны,— на 2°С.

Минимальная подача свежего воздуха на 1 человека для различных помещений судна (в м³/ч) составляет:

Жилые каюты пассажиров и экипажа в надстройках	33
Каюты в корпусе судна на I, II, III и IV палубах ниже главной палубы	Соответственно 50, 60, 70 и 80 (для речных судов 50)
Лазареты, парикмахерские, камбузы, прачечные, курительные, радиорубки и почтовые отделения	33
Кают-компании, красные уголки, столовые, рестораны, буфеты, читальни, кинозалы, музыкальные салоны	20

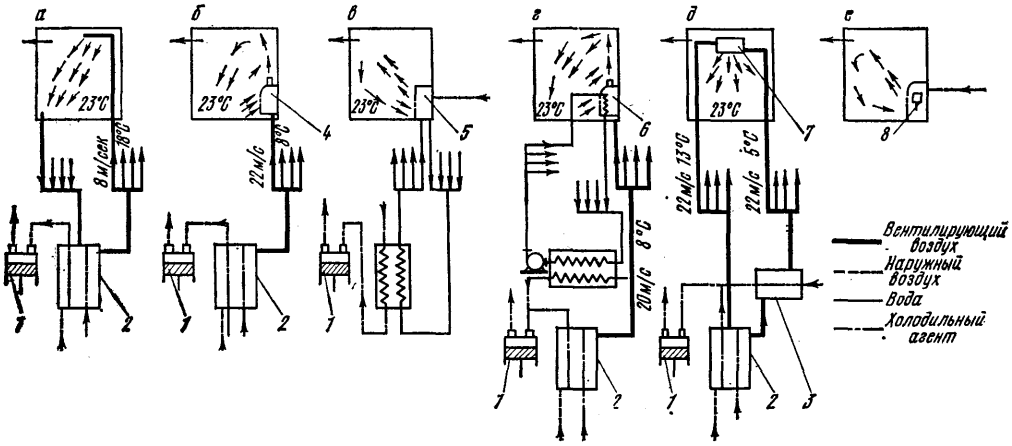


Рис. VI—49. Принципиальные схемы типичных судовых систем летнего кондиционирования воздуха:

а — центральная одноканальная низкоскоростная с рециркуляцией; *б* — центральная одноканальная высокоскоростная, прямоточная, с эжекционными каютными воздухораспределителями; *в* — местная с вентиляторными каютными кондиционерами; *г* — местно-центральная с эжекционными каютными кондиционерами; *д* — центральная двухканальная; *е* — автономная; *1* — холодильная машина; *2* — воздухоохладитель; *3* — воздухоохладитель II ступени; *4* — эжекционный воздухораспределитель; *5* — местный (каютный) вентиляторный кондиционер; *6* — местный (каютный) эжекционный кондиционер; *7* — смеситель-воздухораспределитель; *8* — автономный кондиционер

При этом объемная доля (в %) CO_2 в помещениях не должна превышать допустимую:

Жилые помещения	0,1
Служебные помещения	0,125
Общественные помещения	0,15
Помещения с кратковременным пребыванием людей	0,2

Специфическим для судовых установок является малый объем жилых помещений на 1 человека (5—6 м³), что приводит к повышению расхода холода на 1 м³ объема (0,06—0,11 кВт/м³) и установленной мощности электродвигателей (0,036—0,056 кВт/м³).

Кондиционирование воздуха на судах осуществляют с помощью центральных систем или автономных кондиционеров (рис. VI—49).

Наибольшее применение из центральных систем получили: одноканальные системы без доводчиков (*а*, *б* на рис. VI—49); одноканальные системы с эжекторными каютными кондиционерами (*г*); двухканальные системы с каютными смесителями (*д*).

Стесненность судовых помещений и коридоров привела к широкому распространению высокоскоростных систем со скоростью движения воздуха в магистральных каналах 22—30 м/с и рабочим перепадом температур на входе в помещение $\Delta t_р = t_п - t_в = 10 \div 12$°С. В низкоскоростных системах соответствующие значения этих величин составляют 15—17 м/с и 4—7°С. В высокоскоростных системах сечение воздуховодов можно сократить примерно в 3 раза.

Одноканальные низкоскоростные системы применяют обычно в крупных общественных помещениях (рестораны, салоны, кинозалы и др.), обслуживаемых отдельной установкой кондиционирования воздуха, а также на небольших судах. В этих же помещениях широко применяются и автономные кондиционеры.

Некоторые данные по наиболее широко применяемым судовым системам приведены в табл. VI—37.

Воздухоохладители центральных систем обычно выполняют ребристо-трубными с охлаждением их фреоном или рассолом. Контактные воздухоохладители в комфортных системах не применяют. Центральный отечественный кондиционер КЦВ-19/17 с рассольным воздухоохладителем предназначен только для одноканальных систем кондиционирования воздуха. Остальные кондиционеры применяют как в одноканальных, так и в двухканальных системах. Основные технические характеристики отечественных кондиционеров приведены в табл. VI—38 и VI—39, а схемы и общие виды на рис. VI—50 и VI—51.

Таблица VI—37

Сравнительная оценка некоторых типичных судовых систем кондиционирования воздуха ($Q_0 = 200$ кВт)

Характеристика	Одноканальная низкоскоростная (см. рис. VI—49, *а*)	Одноканальная высокоскоростная см. рис. VI—49, *б*, *г*)		Двухканальная высокоскоростная (см. рис. VI—49, *д*)
Охлаждение	Рассольное	Непосредственное	Рассольное	Непосредственное
Доля рециркуляционного воздуха, %	50	30	30	30
Скорость движения воздуха в магистральных каналах, м/с	15	25	25	25
Перепад температур на входе в помещение $\Delta t_р$, °С	8	11,5	7,5	11,5
Наличие доводчиков	Нет	Нет	Каютные эжекционные кондиционеры	Нет
Расход холода на 1 м³ помещений, кВт	0,105	0,108	0,075	0,108
Электрическая мощность, потребляемая на 1 м³ помещений, кВт	0,055	0,050	0,039	0,050
Масса системы и оборудования на 1 м³ помещения, кг	7,60	5,50	5,53	6,76
Стоимость системы и оборудования по отношению к стоимости судна, %	1,40	1,59	2,1	1,87

Таблица VI-38

Отечественные центральные судовые кондиционеры

Характеристика	КЦВ19/17	«Экватор»	КЦВД19/28	КЦВД30/28	КЦВД48/28	«Бриз-19», «Муссон-19», «Пассат-19»	«Бриз-30», «Муссон-30», «Пассат-30»	«Бриз-48», «Муссон-48», «Пассат-48»	«Бриз-56», «Муссон-56», «Пассат-56»	«Бриз-67», «Муссон-67», «Пассат-67»
Производительность по воздуху										
м³/с	0,53	1,56	0,53	0,83	1,33	0,53	0,83	1,33	1,56	1,86
м³/ч	1900	5600	1900	3000	4800	1900	3000	4800	5600	6700
Максимальная производительность I канала, м³/с	—	0,78	0,265	0,415	0,665	0,265	0,415	0,665	0,78	0,93
Максимальная производительность II канала, м³/с	—	1,56	0,265	0,415	0,665	0,53	0,83	1,33	1,56	1,86
Полное давление воздуха на выходе, Па	1700	1900	2800	2800	2800	2000	2500	2000	2000	3500
Расчетные параметры воздуха на входе в кондиционер										
(t°C)	32	34	32	32	32	32	32	32	32	32
φ	0,85	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Холодопроизводительность, кВт	38,4	136	36,2	57,3	91,9	33,4	52,6	84,3	98,4	117,5
Температура кипения холодильного агента («Бриз»), °С	—	5	—	—	—	5	5	5	5	5
Температуры хладоносителя («Муссон», «Пассат») на входе (числитель) и выходе (знаменатель), °С	4/10,5	—	5/7,65	5/8,1	5/8,7	8/11	8/11	8/11	8/11	8/11
Площадь поверхности воздухоохладителя («Бриз»/«Муссон», «Пассат»), м²	35,8	178	—	—	—	60,8/ /38,3	96/ /75,8	152/ /125	178/ /135,5	214/ /147
Расход хладоносителя («Муссон», «Пассат»), кг/с	1,75	—	4,95	6,65	9,10	3,5	5,5	7,35	10,3	12,3
Расход пара на увлажнение, г/с	3,3	12,5	4,45	8,35	11,1	3,6	6,0	9,6	11,2	13,4
Теплопроизводительность*, кВт	16,3**	155	41,5	65,7	108	43,3	68,4	109,3	128,0	152,5
Мощность, потребляемая вентилятором, кВт	3,4	11,0	5,5	8,5	13,5	4,1	7,65	11,0	11,0	17,6
Уровень шума на стороне нагнетания, дБ	—	75	75	75	75	75	75	75	75	78

* Подогрев воздуха паром (500 кПа), у кондиционеров «Муссон» — горячей водой (70°С).
** Без предварительного парового подогревателя наружного воздуха.

Условное обозначение	Расход воздуха, м³/ч			Диапазон работы, м³/ч	Коэффициент эжекции	Статическое давление воздуха перед воздухораспределителем, Па, не более	Полное давление воздуха перед воздухораспределителем, Па
	приточного	рециркуляционного	смешанного				
ВРДЭВ 1,6	160	288	4481	120—180	1,8	490	588
ВРДЭЭ 1,6-1-А	160	288	4481	140—180	1,8	490	588
ВРДВ 0,8-1	80	—	—	40—100	—	294	344
ВР 0,8-1	80	—	—	40—100	—	294	344
ВРДВ 1,6-1	160	—	—	120—220	—	294	392
ВР 1,6-1	160	—	—	120—220	—	294	392

Примечание. Уровень шума вокруг распределителя на номинальном режиме не превышает уровня шума

Кондиционеры «Экватор» и «Бриз» имеют воздухоохладители непосредственного охлаждения (холодильный агент R12), остальные — рассольные или водяные. Всюду, кроме кондиционеров «Муссон», применена система парового увлажнения воздуха (для зимнего режима) как наиболее компактная.

В последнее время разработан ряд типовых центральных секционных кондиционеров КГТВ, предназначенных для судовых одно- или двухканальных прямоточных и прямоточно-рециркуляционных систем круглогодичного кондиционирования воздуха. Ряд этих кондиционеров имеет производительность по воздуху 1600, 2500, 4000 и 6300 м³/ч при полном напоре воздуха 1100, 1400, 1800, 2200, 2500, 2700 и 3500 Па. Кондиционеры выпускают с поверхностными воздухоохладителями для работы на воде и R12, воздухонагреватели и увлажнители паровые.

Местные неавтономные кондиционеры (вентиляторные и безвентиляторные) устанавливают непосредственно в помещении, в частности в каюте. Вентиляторные местные кондиционеры применяют редко, а безвентиляторные — часто, в одноканальной местно-центральной высокоскоростной системе.

Эжекционные и прямоточные местные кондиционеры изображены на рис. VI—52 и VI—53, а их техническая характеристика дана в табл. VI—39.

Регулирование безвентиляторных кондиционеров осуществляется путем изменения подачи приточного воздуха.

Судовые автономные кондиционеры типа «Нептун» холодопроизводительностью 2,1—14,5 кВт применяют в салонах, кают-компаниях и служебных помещениях. Техническая характеристика их приведена в табл. VI—40.

Техническое кондиционирование воздуха в сухогрузных трюмах и нефтеналивных танках предназначено для предотвращения коррозии и порчи грузов вследствие конденсации влаги на холодном грузе и стенках танка при подаче в трюмы теплого и влажного воздуха. Конденсация влаги особенно часто происходит при переходе судна из холодного моря в теплое. Техническое кондиционирование воздуха сводится к поддержанию в сухогрузных трюмах и наливных танках пониженной относительной влажности воздуха (40—50%).

Средствами для этого являются осушительные установки адсорбционные силикагелевые или абсорбционные хлористолитиевые, а также механические осушители воздуха.

С 1982 г. выпускаются новые центральные кондиционеры КХ 40/10, а с 1983 г.— КХВд 63/25 (табл. VI—41).

Кондиционер КХ 40/10 — кондиционер центральный автоматизированный с поверхностным фреоновым воздухоохладителем ОВФК-25, паровыми воздухонагревателем и увлажнителем, предназначен для тепловлажностной обработки воздуха в одноканальной системе.

Таблица VI—39

безвентиляторные кондиционеры

Режим охлаждения		Режим нагрева		Расход теплоносителя (воды), кг/ч	Температура воды на входе в теплообменник, °С		Номинальная мощность, кВт	Гидравлическое сопротивление, Па, не более	Масса, кг		Наружный диаметр входного патрубка $D_н$, мм
Температура на выходе, °С	Холодопроизводительность, Вт	Температура на выходе, °С	Теплопроизводительность, Вт		Нагрев	Охлаждение			сухая	рабочая	
при параметрах приточного воздуха: $t = 19$°С; $\varphi = 90\%$; рециркуляционного воздуха: $t = 25$°С; $\varphi = 50\%$		при параметрах приточного воздуха: $t = 15$°С; $\varphi = 50\%$; рециркуляционного воздуха: $t = 21$°С; $\varphi = 50\%$									
19	1045	30	1860	255	60	8	—	10400	23,0	23,7	85
—	—	30	2000	—	—	—	2,0	—	22,0	—	85
—	—	40	680	190	60	—	—	10800	8,8	9,0	85
—	—	40	—	—	—	—	—	—	7,6	—	85
—	—	40	1330	240	60	—	—	19600	14,3	14,6	85
—	—	40	—	—	—	—	—	—	11,4	—	85

системы (при уровне шума систем 65 дБ и выше).

Таблица VI—40

Судовые автономные кондиционеры «Нептун»

Характеристика	«Нептун-18»	«Нептун-36»	«Нептун-72»	«Нептун-125»
Холодопроизводительность, кВт	2,1	4,2	8,4	14,5
Теплопроизводительность*, кВт	2,8	5,45	7,45	19,6
Количество сконденсированной влаги, кг/ч	1,13	2,56	5,25	8,60
Подача воздуха				
кг/с	0,2	0,4	0,67	0,83
м³/ч	600	1200	2000	2500
Избыточное давление воздуха на выходе, Па	—	—	—	300
Расход охлаждающей воды, кг/с	0,28	0,56	1,11	1,25
Марка герметичного компрессора (R22)	ФГП-2,2	ФГП-4,5	ФГП-9	ФГП-14
Потребляемая мощность, кВт				
в режиме охлаждения	0,90	1,69	3,40	6,53
в режиме теплового насоса	—	—	—	5,53
Габаритные размеры, мм				
высота	1150	1150	1420	1400
ширина	600	950	1100	1300
глубина	400	430	450	590
Объем по габаритным размерам, м³	0,276	0,469	0,703	1,07
Масса, кг	125	200	270	440

* У всех моделей электрокалориферы, у модели «Нептун-125»: 40% — электрокалориферы и 60% — тепловой насос.

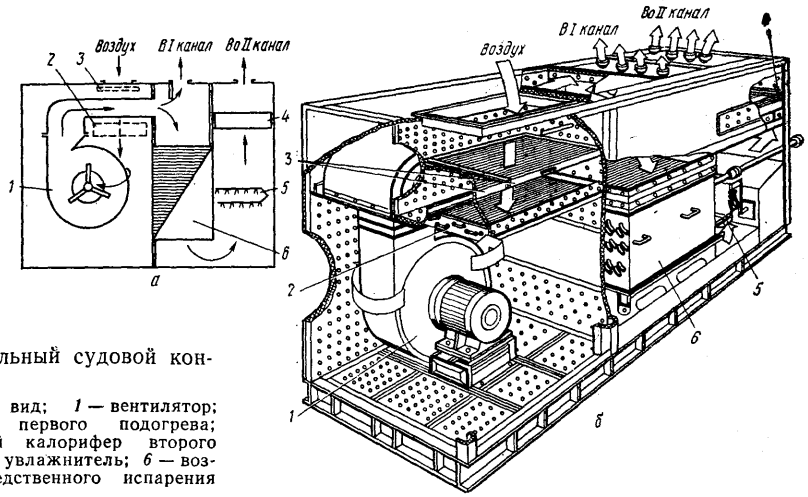


Рис. VI—50. центральный судовой кондиционер «Экватор»:

а — схема; *б* — общий вид; *1* — вентилятор; *2* — паровой калорифер первого подогрева; *3* — фильтр; *4* — паровой калорифер второго подогрева; *5* — паровой увлажнитель; *6* — воздухоохладитель непосредственного испарения R12

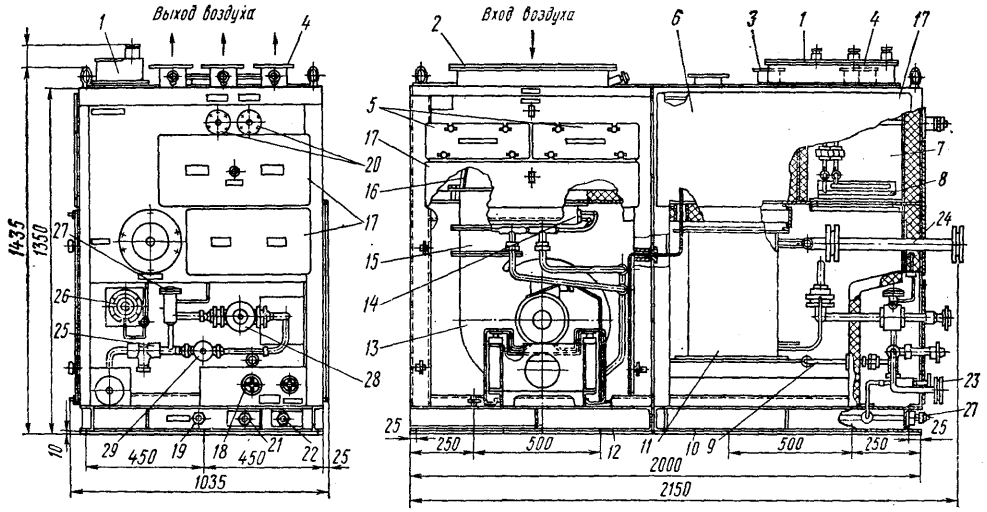


Рис. VI—51. Кондиционер «Бриз-19»:

1 — блок подвода питания к электровентилятору; *2* — входной патрубок для воздуха; *3, 4* — патрубки выпуска воздуха в первый и второй каналы; *5* — фильтры; *6, 7* — камерные глушители — воздухораспределительные камеры первого и второго каналов; *8* — калорифер второго подогрева; *9* — паровой увлажнитель; *10, 12* — вторая и первая секции кондиционера; *11* — воздухоохладитель; *13* — электровентилятор; *14* — калорифер первого подогрева; *15* — резиновый патрубок; *16* — воздухонаправляющий аппарат; *17* — съемные крышки кондиционера; *18* — вентиль ручного регулирования подачи пара на увлажнитель; *19* — штуцер отвода конденсата; *20* — штуцер пара и конденсата калорифера второго подогрева; *21* — подвод пара к калориферу первого подогрева и увлажнителю; *22* — отвод конденсата из калорифера первого подогрева; *23, 24* — штуцеры для холодильного агента к воздухоохладителю; *25* — фильтр холодильного агента; *26* — манометр; *27* — терморегулирующий вентиль; *28* — ручной регулирующий вентиль; *29* — запорный вентиль

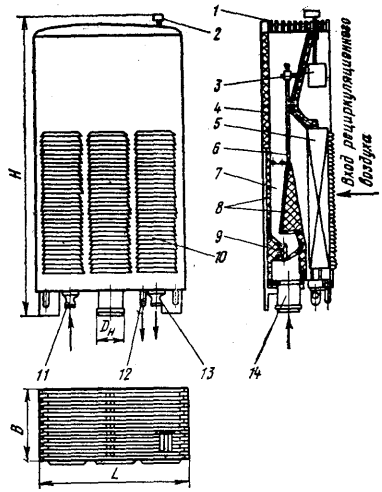


Рис. VI—52. Местный (доводочный) эжекционный кондиционер-воздухораспределитель:
1 — решетка; *2* — ручка регулятора; *3* — механизм регулятора; *4* — корпус; *5* — теплообменник; *6* — тяга; *7* — сопло; *8* — изоляция; *9* — регулирующий орган; *10* — кожух; *11* — вход воды; *12* — сток конденсата; *13* — выход воды; *14* — патрубок входа приточного воздуха

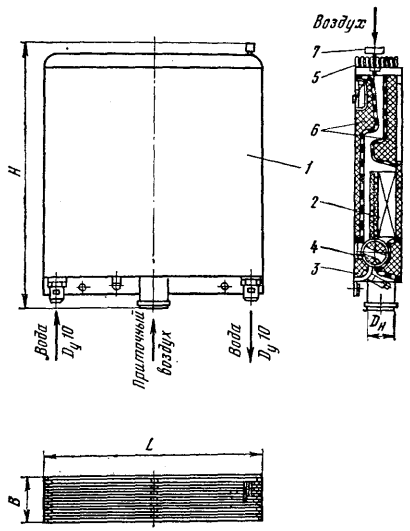


Рис. VI—53. Местный (доводочный) прямоточный кондиционер-воздухораспределитель:
1 — корпус; *2* — теплообменник; *3* — регулятор расхода воздуха при наладке; *4* — регулятор расхода воздуха; *5* — выходная решетка; *6* — звукотеплоизоляция; *7* — ручка регулятора

Таблица VI—41

Кондиционеры КХВд 63/25 и КХ 40/10

Характеристики на номинальном режиме	КХВд 63/25	КХ 40/10
Расход воздуха, м³/ч	6300	4000
Расход воздуха через I канал, м³/ч	3150	—
Расход воздуха через II канал, м³/ч	6300	—
Полное избыточное давление, Па	2450	1000
Мощность, потребляемая вентилятором, кВт	11	4,6
Режим охлаждения		
Холодопроизводительность, кВт	132	72,25
Тепловая нагрузка на воздухоохладитель, кВт	140	76
Нагрев воздуха в электровентиляторе, °С	4	3,5
Температура наружного воздуха на входе в кондиционер, °С	34	34
Относительная влажность наружного воздуха на входе в кондиционер, %	70	70
Температура воздуха на выходе из кондиционера, °С	11—12	16
Относительная влажность воздуха на выходе из кондиционера, %	97	—
Температура кипения холодильного агента, °С	5	5
Температура конденсации холодильного агента, °С	35	35
Температура жидкого холодильного агента на входе в кондиционер, °С	30	30
Температура паров холодильного агента на выходе из кондиционера, °С	12	15
Массовый расход циркулирующего холодильного агента, кг/ч		
R12	3570	2020
R22	—	1440
Режим нагрева		
Теплопроизводительность, кВт	168,4	79,0
Температура наружного воздуха на входе в кондиционер, °С	—25	—25

Продолжение табл. VI—41

Характеристики на номинальном режиме	КХВд 63/25	КХ 40/10
Относительная влажность наружного воздуха на входе в кондиционер, %	85	85
Температура воздуха на выходе из I канала, °С	18	18
Относительная влажность воздуха на выходе из I канала, %	50	50
Температура воздуха на выходе из II канала, °С	40	—
Относительная влажность воздуха на выходе из II канала, %	14	—
Теплоноситель	Вода	Пар
Массовый расход теплоносителя на воздухонагреватель I ступени, кг/ч	3500	134,3
Массовый расход теплоносителя на воздухонагреватель II ступени, кг/ч	2500	—
Параметры теплоносителя, подаваемого на воздухонагреватель		
температура воды, °С	100	100
степень сухости пара, %	100	100
давление, МПа	Не более 0,18	0,49
Увлажнение воздуха	Водой	Паром
Параметры воды, подаваемой на увлажнитель		
температура, °С	70—80	—
давление, МПа	0,1—0,3	—
Массовый расход воды (пара) на увлажнитель, кг/ч	500—600	32
Площадь наружной оребренной поверхности воздухоохладителя, м²	185	77,5
Степень оребрения	16	16
Уровень шума на стороне нагнетания, дБ	Не выше 75	Не выше 75
Габаритные размеры, мм		
длина	2795	2580
ширина	1240	1040
высота	1575	1425
Масса кондиционера, кг	1400	870

Индекс кондиционера соответствует ОСТ 5.5324—78, дополнительные обозначения: Х — вид холодильного агента (1—R22, без 1—R12); П — правая модель, без П — левая модель (КХ 40/10, КХ 40/10-П, КХ 40/10-1, КХ 40/10-1П).

Кондиционер КХВд 63/25 центральный автоматизированный с поверхностным фреоновым воздухоохладителем ОВФК-63, водяными воздухонагревателем и увлажнителем, предназначен для тепловлажностной обработки воздуха в одно- и двухканальных системах. Индекс кондиционера соответствует ОСТ 5.5324—78; дополнительно введены обозначения: Х — вид хладоносителя (фреон); Вд — водяное оборудование (водяные увлажнитель и нагреватель); П — правая модель, без П — левая модель [в кондиционере левой модели приемный патрубок расположен слева, если смотреть с фронтальной (лицевой) стороны кондиционера].

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА В ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ВАГОНАХ

Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах осуществляется фреоновыми холодильными машинами с воздушным охлаждением конденсатора и воздухоохладителями непосредственного охлаждения.

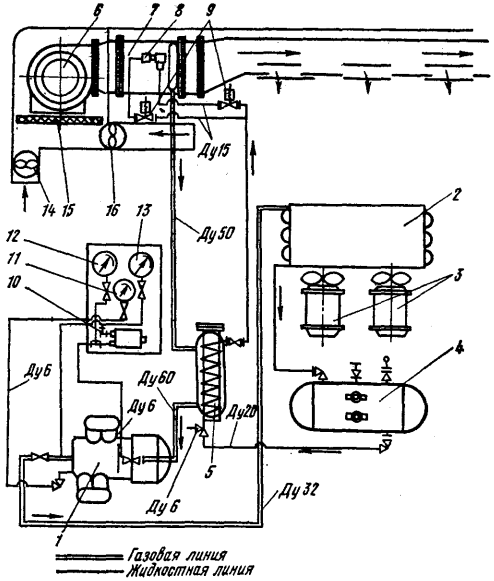
По конструктивному выполнению и виду привода различают три типа установок кондиционирования воздуха: с размещением компрессорного и конденсаторного агрегатов под вагоном и с приводом от электродвигателей постоянного тока. Ток подается от генераторов, вращаемых вагонными колесами, и от аккумуляторов на стоянках. Установки этого типа считаются устаревшими с размещением компрессорного и конденсаторного агрегатов под вагоном и с приводом от электродвигателей переменного тока. Ток подается от центральной поездной электростанции или от преобразователя тока на электровозе с выполнением всего кондиционера в виде единого агрегата, размещаемого вместе с воздухоохладителем обычно в самом вагоне. Питание электродвигателей осуществляется централизованным путем так же, как и в предыдущем случае.

По второму типу выполнена установка кондиционирования воздуха КХ-25 для пассажирских вагонов с централизованным электроснабжением.

Принципиальная схема установки приведена на рис. VI—54. В установке КХ-25 применен четырехцилиндровый бессальниковый компрессор ФУ-15БС с диаметром цилиндра 76 мм и ходом поршня 50 мм. Привод от трехскоростного электродвигателя (700, 950 и 1410 об/

Рис. VI—54. Схема установки КЖ-25 для кондиционирования воздуха в пассажирском вагоне:

1 — компрессор ФУ-15БС со встроенным электродвигателем; *2* — конденсатор воздушного охлаждения; *3* — вентиляторы с электродвигателями АОЛ-41-4; *4* — ресивер; *5* — теплообменник (фильтр-осушитель); *6* — вентилятор с двухскоростным электродвигателем АС-51-6/4; *7* — воздухоохладитель; *8* — терморегулирующий вентиль ТРВК-20; *9* — соленоидный вентиль СВМ-15; *10* — реле давления РД-6; *11* — манометр масляный; *12* — мановакуумметр; *13* — манометр; *14* — заслонка наружного воздуха; *15* — фильтр масляный сетчатый; *16* — заслонка рециркуляционного воздуха



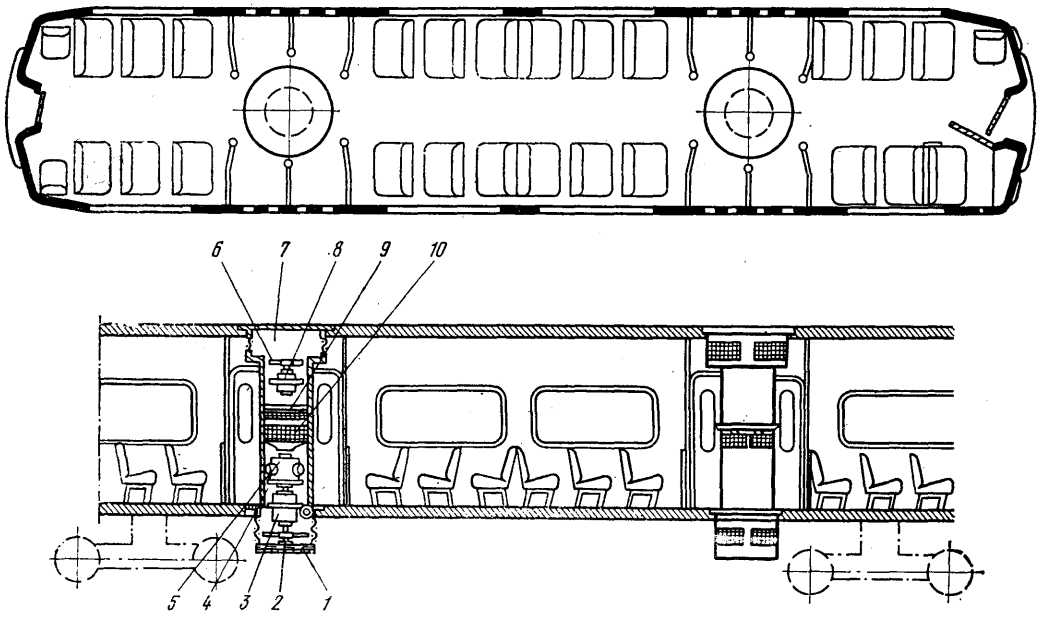


Рис. VI—55. Схема установки автономного кондиционера в пригородном железнодорожном вагоне:

1 — конденсатор; *2* — вентилятор; *3* — электродвигатель компрессора и охлаждающего конденсатора вентилятора; *4* — цилиндрический корпус; *5* — компрессор; *6* — вентилятор охлажденного воздуха; *7* — воздухораспределительное устройство; *8* — электродвигатель вентилятора; *9* — воздухоохладитель; *10* — воздушный фильтр

/мин) мощностью 10 кВт. Площадь поверхности конденсатора воздушного охлаждения равна 150 м², а воздухоохладителя — 100 м². Установка сохраняет работоспособность до тех пор, пока температура наружного воздуха не превысит 45°С. Холодопроизводительность кондиционера составляет 29—31 кВт, потребляемая мощность — 14,5 кВт. Подача воздуха в вагон равна 1,65 кг/с (5000 м³/ч), в том числе $^1/_3$ — наружного. Выпускают также установку КЖ-25П (первого типа) с приводом — от колеса вагона через электрогенераторы и электродвигатели постоянного тока напряжением 100—135 В. Техническая характеристика обеих установок приведена в табл. VI—29.

Наиболее перспективными являются автономные вагонные кондиционеры, выполненные по третьему типу. Такой кондиционер устанавливают на полу вагона. Для ремонта его вынимают через боковую панель и заменяют новым. Холодопроизводительность этого кондиционера около 30 кВт, а максимальная потребляемая мощность около 20 кВт. Габаритные размеры кондиционера 1,7×1,0×1,8 м (объем 3,1 м³).

Автономные кондиционеры для пассажирских вагонов размещают также в верхней части вагона, над тамбуром и служебной частью. В этом случае замена их для ремонта осуществляется выемкой краном через люк в крыше вагона. Иногда устанавливают несколько кондиционеров на вагон. Возможная компоновка автономного агрегатного кондиционера в пассажирском вагоне пригородного типа показана на рис. VI—55. Кондиционер размещен в вертикальном цилиндрическом кожухе, установленном между дверьми. Выемка кондиционера для ремонта и замена его новым легко могут быть осуществлены через люк на крыше вагона.

Вследствие тряски и вибрации оптимальным вариантом холодильной машины для железнодорожного кондиционера является цельносварная герметичная конструкция. Подогрев воздуха в зимнее время в автономных железнодорожных кондиционерах производится с помощью электронагревателей.

Расход холода для кондиционирования воздуха требуется для компенсации различных теплопритоков в вагон. Соотношение между ними (в %) для обычного пассажирского вагона примерно следующее:

теплоприток через ограждения 20;

теплоприток от солнечной радиации 7;

тепловыделения людей 35;

тепловыделения оборудования и освещения 14;

теплоприток с вентиляционным воздухом 24.

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА В АВТОБУСАХ И АВТОМОБИЛЯХ

В условиях интенсивной солнечной радиации температура воздуха в автобусах и автомобилях повышается по сравнению с окружающей средой на 5—15°С, что в районах с жарким климатом делает пребывание в них весьма неприятным, особенно при остановках. При кондиционировании температура воздуха в кузове должна поддерживаться на 5—6°С ниже окружающей. Оптимальными считаются параметры воздуха в кузове: $t=24\div25$°С и $\varphi=0{,}55\div0{,}65$.

Кондиционирование воздуха в автобусах и легковых автомашинах осуществляется с помощью быстроходных поршневых или ротационных компрессоров, работающих главным образом на хладагенте R12 или реже на R22, с воздушными конденсаторами и воздухоохладителями непосредственного охлаждения. Потребная холодопроизводительность установки приведена в табл. VI—42.

Таблица VI—42

Потребная холодопроизводительность для автомобилей и автобусов

Тип автомобиля и автобуса	Число людей	Общая холодопроизводительность, кВт	Холодопроизводительность на 1 человека, кВт/чел
Легковой автомобиль	5	4,6	0,920
Городской автобус	35	17,5	0,500
	50	23,0	0,460
Междугородный автобус	40	14,0	0,350

Расход охлажденного воздуха, подаваемого на одного пассажира, составляет около 0,014 м³/с (50 м³/ч), в том числе 25% наружного.

Если в автобусе разрешается курить, то доля наружного воздуха увеличивается до 35%. Подача воздуха в кузов осуществляется через решетки на воздуховодах при общеобменном кондиционировании воздуха или через специальные индивидуальные сопловые насадки, подающие охлажденный воздух непосредственно к пассажиру. В последнем случае подача воздуха на одного пассажира может быть уменьшена в 1,5—2 раза. Соответственно сокращается и потребная холодопроизводительность.

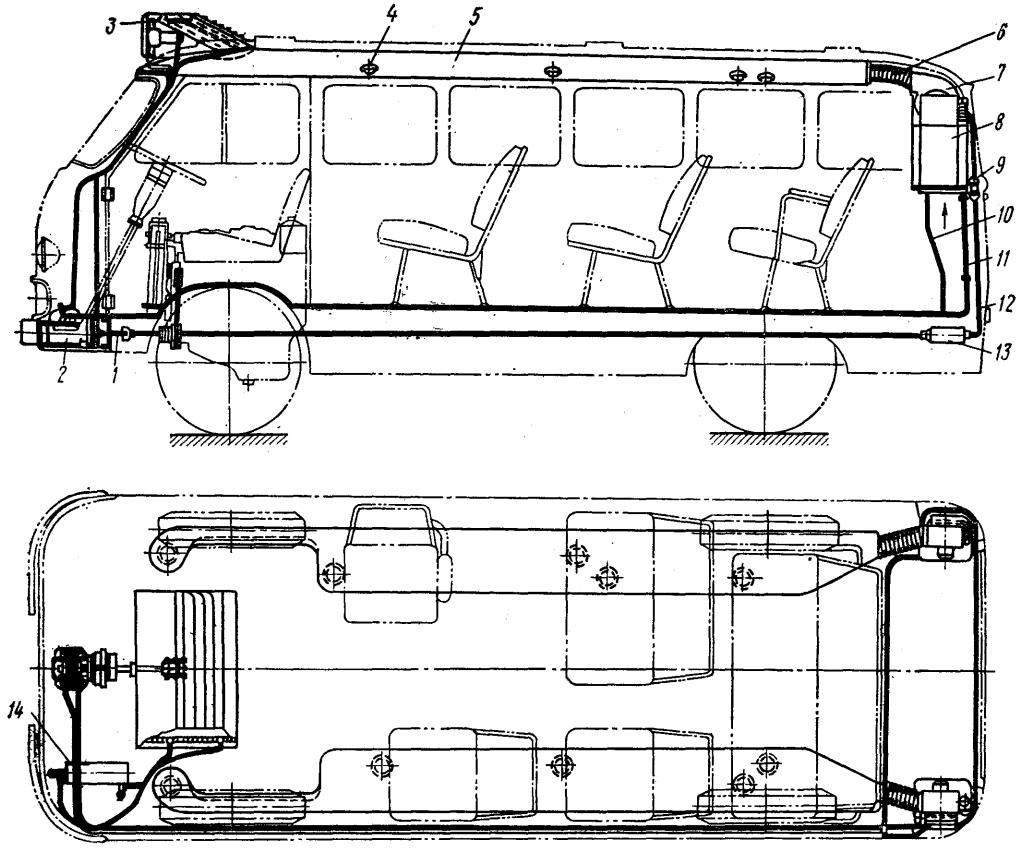


Рис. VI—56. Установка кондиционирования воздуха в микроавтобусе РАФ-977Д:

1 — карданный привод компрессора; *2* — компрессор; *3* — конденсатор; *4* — индивидуальный сопловой насадок для подачи охлажденного воздуха; *5* — воздуховод; *6* — гибкий шланг; *7* — вентилятор; *8* — воздухоохладитель; *9* — контрольное стекло на жидкостной линии; *10* — слив конденсата из испарителя; *11* — всасывающий трубопровод; *12* — нагнетательный трубопровод; *13* — фильтр-осушитель; *14* — ресивер

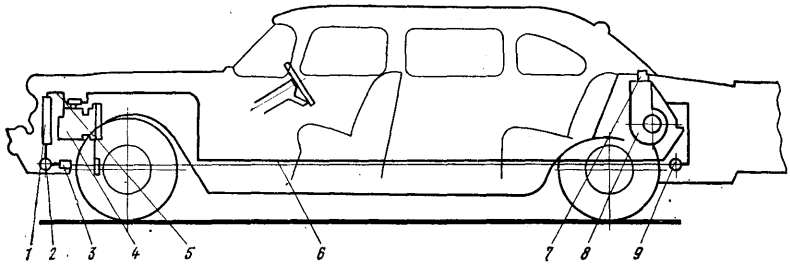


Рис. VI—57. Схема компоновки оборудования для кондиционирования воздуха в легковом автомобиле:

1 — конденсатор; *2* — ресивер; *3* — контрольное стекло на жидкостной линии; *4* — компрессор; *5* — нагнетательный трубопровод; *6* — всасывающий трубопровод; *7* — сопловой насадок для подачи охлажденного воздуха; *8* — воздухоохладитель; *9* — фильтр-осушитель

В автобусах компрессорно-конденсаторный агрегат располагается обычно под полом, а испарительно-вентиляторный — под потолком, впереди или чаще сзади кузова. Иногда применяется расположение всего оборудования под полом в целях использования приводного вала компрессора для вращения вентиляторов. Привод компрессора осуществляется от главного двигателя при помощи клиноременной передачи или карданного вала. Этот привод удобен для междугородных автобусов с более ровной работой главного двигателя. Для городских автобусов, имеющих малую скорость и делающих частые остановки, удобнее применять для привода компрессора специальный бензиновый двигатель. Мощность такого двигателя в крупных автобусах достигает 18 кВт.

Установка для кондиционирования воздуха в микроавтобусе РАФ-977Д изображена на рис. VI—56. Холодопроизводительность ее равна 3,5 кВт при подаче охлажденного воздуха 0,14 м³/с. Привод компрессора в этой установке осуществлен от главного двигателя. Подача воздуха производится через индивидуальные сопловые насадки на каждого пассажира, что позволяет получить снижение температуры около пассажира на 5°С против наружной при сравнительно небольшой холодопроизводительности.

Схема размещения оборудования установки кондиционирования воздуха на легковом автомобиле показана на рис. VI—57. Привод компрессора, как правило, осуществляется от главного двигателя через электрическую муфту, позволяющую автоматически регулировать холодопроизводительность установки путем периодической остановки компрессора. Конденсатор воздушного охлаждения устанавливают перед радиатором двигателя. Воздухоохладитель с вентилятором устанавливают или в задней части автомобиля, как это показано на рис. VI—57, или же перед передними сиденьями. Рабочий объем цилиндров (обычно четырех) компрессора для легкового автомобиля 0,16—0,2 дм² при частоте вращения 33—67 с$^{-1}$ (2000—4000 об/мин). Максимально допустимая частота вращения вала компрессора 100 с$^{-1}$ (6000 об/мин). Холодопроизводительность компрессора изменяется в зависимости от частоты вращения вала компрессора от 3,5 кВт при стоянке до 9 кВт при максимальной скорости автомобиля. Чтобы обеспечить надлежащую холодопроизводительность при стоянке, иногда устраивают повышающую передачу от двигателя, включающуюся при работе последнего на холостом режиме. Вентилятор воздухоохладителя вращается электродвигателем постоянного тока, работающим от аккумуляторов. Поэтому его мощность не должна превышать 150 Вт. Теплопередающая поверхность испарителя должна обеспечить конденсацию влаги на нем в виде росы. Обмерзание испарителя, как и отсутствие конденсации влаги, не допускается. Конденсатор должен обеспечить максимальную разность между температурой конденсации и наружным воздухом 20°С ($t_{к.max}$=60°С при $t_н$=40°С и скорости автомобиля 40 км/ч). Практически площадь поверхности испарителя и конденсатора составляет 4—8 м². Выполняются они обычно из медных трубок с алюминиевыми пластинчатыми ребрами толщиной 0,2 мм при шаге 2—3 мм.

Техническая характеристика отечественных автономных кондиционеров для автомобилей приведена в табл. VI—29.

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА НА САМОЛЕТАХ

Охлаждение воздуха в самолете необходимо для отвода теплоты, выделяемой людьми, подводимой со сжатым воздухом, поддерживающим в кабине давление 80—84 кПа (600—630 мм рт. ст.), а также теплоты трения фюзеляжа самолета о воздух (довольно значительной в связи с увеличением скорости самолетов). Задачи установки: поддержание комфортных параметров воздуха для пассажиров и команды и подача наружного воздуха в количестве 36 м³/ч на каждого пассажира и 51 м³/ч на каждого члена команды.

Потребная холодопроизводительность установки кондиционирования воздуха (в кВт) может быть ориентировочно оценена в зависимости от числа пассажиров следующим образом:

Число пассажиров	Холодопроизводительность, кВт
20	28
40	35
60	42
80	58

Для кондиционирования воздуха в самолете применяют воздушные и фреоновые холодильные машины. Примерная схема воздушной холодильной машины пассажирского самолета показана на рис. VI—58. Часть воздуха, сжатого в центробежном компрессоре основного двигателя, поступает в два теплообменника, охлаждаемых наружным воздухом. После этого холодный сжатый воздух расширяется в турбодетандере и поступает в кабину.

Воздушные холодильные машины широко применяют на современных пассажирских самолетах главным образом из-за малой их массы. Недостатками их являются повышенная (примерно в 3 раза) потребляемая мощность и невозможность работы при стоянке и взлете. Этот последний недостаток привел к появлению так называемых аэродромных кондиционеров, смонтированных на шасси и способных

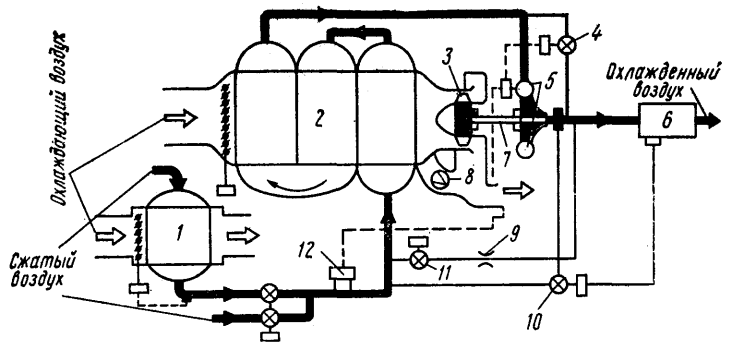


Рис. VI—58. Схема воздушной самолетной холодильной машины:

1 — предварительный холодильник сжатого воздуха; *2* — основной холодильник сжатого воздуха; *3* — вентилятор охлаждающего воздуха; *4* — регулирующий вентиль минимального расхода воздуха; *5* — сопла турбодетандера с переменным сечением; *6* — водоотделитель; *7* — турбодетандер; *8* — ограничитель расхода; *9* — вентиль байпаса; *10* — регулирующий вентиль антиобледенителя; *11* — терморегулирующий вентиль байпаса; *12* — регулятор расхода

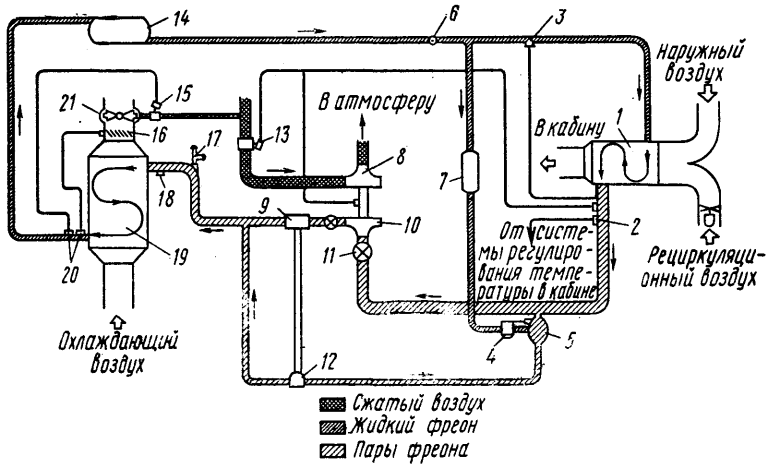


Рис. VI—59. Схема фреоновой центробежной самолетной холодильной машины:

1 — испаритель; *2* — датчик давления всасывания; *3* — терморегулирующий вентиль (ТРВ); *4* — регулятор впрыска жидкости; *5* — смеситель; *6* — смотровое стекло; *7* — осушитель; *8* — воздушная турбина; *9* — расходомер; *10* — турбокомпрессор; *11* — запорный вентиль; *12* — реле и вентиль байпаса; *13* — вентиль, регулирующий давление всасывания; *14* — ресивер; *15* — вентиль, регулирующий подачу воздуха в турбину вентилятора; *16* — шибер; *17* — воздухоспускной вентиль; *18* — предохранительный мембранный клапан; *19* — конденсатор; *20* — датчик температуры; *21* — вентилятор охлаждающего воздуха

подъезжать к стоящему на аэродроме самолету. Холодопроизводительность таких кондиционеров от 30 до 100 кВт. Они подают в самолеты охлажденный до 6—10°С воздух через гибкие шланги в количестве 1—3,5 кг/с.

За последнее время в пассажирских самолетах все большее распространение получают фреоновые центробежные холодильные машины, работающие на R12 или R114 (рис. VI—59). Преимуществами их перед воздушными холодильными машинами являются меньшая (в 3 раза) затрата мощности, невысокая стоимость, возможность работы на стоянке. Привод машины осуществляется от турбины, работающей на сжатом воздухе. Регулирование холодопроизводительности осуществляется путем изменения частоты вращения турбины в результате большей или меньшей подачи в нее воздуха. Фреоновые самолетные турбокомпрессорные холодильные машины выпускают за рубежом (холодопроизводительность в диапазоне 14—90 кВт). Применяют также комбинированные установки с фреоновой и воздушной холодильными машинами. Они несколько тяжелее воздушных, но легче фреоновых. На стоянках они позволяют обеспечить охлаждение пассажирских кабин.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

a — доля мощности, коэффициент.
$в$ — коэффициент рабочего времени.
c — удельная теплоемкость, кДж/°С·кг.
d — влагосодержание воздуха, кг/кг.
G — массовый расход, кг/с.
F — площадь поверхности, м^2.
H — геометрический размер, глубина, м.
i — энтальпия, кДж/кг.
k — коэффициент теплопередачи, Вт/м^2/к;
K — капитальные затраты;
L — освещенность, лк;

m — коэффициент, характеризующий конструкцию кровли;
M — кинематическая характеристика воздушной струи;
N — тепловая характеристика воздушной струи, мощность, кВт.
n — количество.
p — парциальное давление, Па, кПа.
Q — теплопроизводительность, холодопроизводительность, тепловой поток, кВт.
q — плотность теплового потока, Вт/м^2.
T — абсолютная температура, К.
t — температура, °С.
V — объем, м^3; объемный расход, м^3/с;
W — количество влаги, кг;
w — скорость, м/с; влаговыделения, кг/с, л/с;
α — коэффициент теплоотдачи, Вт/м^{2}К.
β — коэффициент массообмена, кг/с Па·м^2.
Δp — потеря давления, гидравлическое сопротивление, Па.
Δi — разность энтальпий.
ζ — коэффициент сопротивления.
ξ — коэффициент влаговыпадения.
φ — поправочный коэффициент учитывающий неравномерность поля скоростей, относительная влажность, %.

Индексы нижние

0 — кипение; индекс осреднения;
1 — вход среды;
2 — выход среды;
в — воздух;
вент — вентиляционный;
вл — влажный;
заг — загрязнение;
зат — затенение;
зв — зависящий;
инф — инфильтрация;
к — камера;
кр — кровля;
л — люди;
нз — независящий;
об — оборудование;
ог — ограждение;
ок — окно;
ос — освещенность;
п — помещение; перекрытие; продукт;
р — рециркуляционный;
х — холодильный;
х.м — холодильная машина;
ц — циркуляционный;
э — электрический.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Баркалов Б. В., Карпис Е. Е.* Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. — М.: Госстройиздат, 1971.—270 с.

2. *Барулин Н. Я.* Электрические коэффициенты преобразования в автономных теплонасосных кондиционерах. — Холодильная техника, 1970, № 9, с. 12—17.

3. *Бражников А. М., Малова Н. Д.* Кондиционирование воздуха на предприятиях мясной и молочной промышленности. — М.: Пищевая промышленность, 1979.—264 с.

4. *Гоголин А. А.* Об оптимизации работы систем кондиционирования воздуха. — Холодильная техника, 1982, № 6, с.

5. *Гоголин А. А.* Холодоснабжение установок кондиционирования воздуха. — Холодильная техника, 1973, № 9, с.

6. *Гоголин А. А.* Кондиционирование воздуха при хранении скоропортящихся продуктов. — Холодильная техника, 1970, № 9, с. 5—9.

7. *Гоголин В. А.* Применение модульной системы при кондиционировании воздуха в промышленных зданиях США. — Холодильная техника, 1971, № 4, с. 57—59.

8. *Зарницкий Г. Э., Коратеев И. Г.* Применение холодильных установок для сушки зерна. — Холодильная техника, 1969, № 4, с. 30—34.

9. *Захаров Ю. В., Андреев Л. М.* Оборудование судовых систем кондиционирования воздуха. — Л.: Судостроение, 1971.—320 с.

10. *Захаров Ю. В.* Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. — Л.: Судостроение, 1979.—584 с.

11. *Казаков А. М.* Основные типы осушителей воздуха. — Водоснабжение и санитарная техника, 1981, № 12, с. 10.

12. *Карпис Е. Е.* Кондиционирование воздуха и вентиляция в животноводческих зданиях. — Холодильная техника, 1972, № 4, с. 57—60.

13. *Карпис Е. Е.* Кондиционирование и вентиляция воздуха в птицеводческих зданиях. — Холодильная техника, 1972, № 5, с. 56—59.

14. *Кокорин О. Я.* Установки кондиционирования воздуха. — М.: Машиностроение, 1978.—264 с.

15. *Кокорин О. Я.* Новые конструкции эжекционных кондиционеров-доводчиков. — Холодильная техника, 1973, № 9, с. 60—61.

16. *Кокорин О. Я., Богопольский А. Г.* Оборудование для местно-центральных систем кондиционирования воздуха.— М.: ЦНИИТЭИстройдормаш, 1979.—50 с.

17. *Крум Д., Робертс Б.* Кондиционирование воздуха и вентиляция зданий /под ред. проф. Е. Е. Карписа. — М.: Стройиздат, 1980.—398 с.

18. *Кондиционеры.* Справочник. — М.: ЦНИИТЭИстройдормаш, 1981.—314 с.

19. *Справочник* проектировщика. Ч. II. Вен-

тиляция и кондиционирование воздуха /под ред. И. Г. Староверова. — М.: Стройиздат, 1978. — 509 с.

20. *Крицкий В. Д.* Влияние цикличной работы на осушающую способность автономного кондиционера. — Холодильная техника, 1970, № 9, с. 17—20.

21. *Куликов Г. С.* Создание и внедрение центральных агрегатированных кондиционеров типа КТЦ. — Холодильная техника, 1980, № 4, с. 36—41.

22. *Курылев Е. С., Герасимов Н. А.* Холодильные установки. — М.; Л.: Машиностроение, 1980.—624 с.

23. *Ловцов В. В.* Системы прецизионного кондиционирования воздуха.— Л.: Стройиздат, 1971.—112 с.

24. *Мартыновский В. С., Мельцер Л. З.* Судовые холодильные установки и их эксплуатация. — Л.: Судостроение, 1971.—376 с.

25. *Нестеренко А. В.* Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. — М.: Высшая школа, 1971.— 460 с.

26. *Проблемы* совершенствования и развития оборудования для кондиционирования воздуха. — Харьков: ВНИИкондиционер, 1979.— 166 с.

27. *Рымкевич А. А., Барский М. А.* Технико-экономическое обоснование выбора источника холодоснабжения для кондиционирования воздуха. — Холодильная техника, 1966, № 9, с. 22—26.

28. *Сенатов И. Г., Синицын В. И., Жадин С. И.* Модернизированные кондиционеры КТН-3,15 и КТН-6,3 с камерой орошения. Кондиционеры КТН-10 и КТН-20 с камерой орошения. В сб.: Инженерное обеспечение объектов строительства ЭИ, ВНИИИС, 1983, серия 53, вып. 10, 12.

29. *Трускова Л. А.* Отечественные автономные кондиционеры.— М.: ВНИХИ, 1973.—40 с.

30. *Трускова Л. А.* Автономный электроувлажнитель воздуха. — В сб.: Технологическое кондиционирование воздуха в мясной и молочной промышленности. М., 1973, с. 53—58.

31. *Установка* кондиционирования воздуха для легкового автомобиля /[Л. Я. Петрушанская, С. К. Донцов, А. И. Ищенко, Р. И. Коршунова, В. А. Шварц]. — Холодильная техника, 1980, № 8, с. 18—20.

32. *Хлебников Ю. П., Куликов Г. С.* Фильтры для очистки воздуха от пыли в системах кондиционирования и вентиляции. — М.: ЦНИИТЭИстройдормаш, 1981.—42 с.

33. *Шепелев А. И.* Приточные вентиляционные струи и воздушные фонтаны. — Известия Академии строительства и архитектуры СССР, 1961, № 4, с. 21—23.

34. *Щекин И. Р.* Оптимизация назначения УКВ. — М.: ЦНИИстроймаш, 1980. — 34 с.

35. *Эффективность* комплексного применения теплонасосных установок в чайной промышленности Грузии /[В. И. Гомелаури, А. И. Мусхелишвили, О. Ш. Везиришвили, А. Г. Хоштария, Г. З. Хечуашвили].—Холодильная техника, 1974, № 6, с. 16—20.

36. *P. O. Fanger* «Fhormal comfort» Danish Technical Press Copenhagen, 1970, p. 244.

ГЛАВА VII
ИСПЫТАТЕЛЬНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Испытательные холодильные установки по назначению разделяют на три основные группы: климатические, где создают условия зимнего или полярного климата; высотные для имитации условий в высоких слоях земной атмосферы, характеризуемых пониженными температурой и давлением воздуха; производственные и научно-исследовательские, где исследуется влияние низких температур на процессы, явления и свойства веществ в различных отраслях науки и техники.

В общем случае в испытательной холодильной установке в замкнутом объеме холодильной камеры, куда помещается исследуемый объект, создают заданную низкую температуру часто в совокупности с другими условиями, необходимыми для испытаний. Иногда в установках третьей группы в целях испытания подвергают охлаждению объект, имитирующий тот или иной технологический аппарат, либо сам аппарат (льдогенератор, фризер, разделительную колонну и т. п.). В таких случаях охлаждаемая камера как таковая может отсутствовать.

Кроме холодильной камеры испытательная установка включает: холодильные машины и другое оборудование (вентиляторы, подогреватели и т. п.), которые служат для создания и поддержания в камере необходимого температурного режима; системы и приборы контроля, замера, управления, защиты, блокировки и автоматизации системы, обеспечивающие деятельность объекта и дополнительные воздействия на него (сюда могут относиться системы питания электроэнергией, топливом, газами, силовые нагружатели, вибраторы, акустические устройства и т. п.).

Испытательные холодильные установки могут быть либо серийными, либо установками индивидуального исполнения Первые наиболее универсальны и характеризуются высокой степенью заводской готовности. Серийные испытательные холодильные установки охватывают область малых и средних размеров.

В СССР в настоящее время серийно выпускается лишь термокамера ТКСИ 02-80, подробно описанная в справочнике «Холодильные машины» данной серии. Потребности в испытательных камерах в нашей стране покрываются главным образом за счет оборудования, производимого в ГДР в рамках кооперации СЭВ. Технические данные наиболее распространенного испытательного оборудования производства ГДР, изготовляемого серийно, приведены в табл. VII—1. В этом оборудовании одним из основных параметров является заданная низкая температура. Часто одновременно с обеспечением минусовых температур камеры оснащают оборудованием для получения плюсовых температур, вакуума, переменной влажности и др.

Объем полезного пространства испытательных камер охватывает диапазон от долей литра до сотен кубических метров. Малые камеры объемом до 50 л часто называют термостатами. Как правило, в термостатах предусмотрено только изменение температуры, причем отрицательные температуры получают в целях упрощения эксплуатации с помощью малоэкономичных способов (вихревая труба, термоэлектрическое охлаждающее устройство, сухой лед, жидкий азот). В камерах объемом более 50 л отрицательные температуры получают, как правило, с помощью парокомпрессионных фреоновых холодильных машин.

Крупные камеры, сооружаемые, как правило, по индивидуальным проектам, представляют собой металлическую, деревянную или строительную конструкцию из кирпича, шлакобетона и т. п. с внутренней тепловой изоляцией. Для камер, температура в которых —40°С и ниже, толщина изоляционного слоя составляет от 200 до 300 мм (при высоком качестве изоляционного материала). Холодильная машина и щиты с приборами управления, наблюдения и контроля устанавливаются в непосредственной близости к камере.

В тех случаях, когда этого требует режим эксперимента, при входе в камеру оборудуют входной тамбур, который служит тепловым шлюзом. В такой форкамере можно поддерживать промежуточную пониженную температуру.

В зависимости от габаритов испытуемых объектов камеры имеют теплоизолированные люки, двери или ворота с ручным или приводным механизмом запирания и качественными резиновыми уплотнениями по периметру.

Визуальное наблюдение за протеканием эксперимента производится через смотровые

окна с многослойным остеклением, расположенные на двери или стенах камеры. Для защиты от обмерзания в пространство между стеклами закладывают поглотитель влаги, продувают его теплым воздухом или осуществляют электрический обогрев. Для силовых кабелей и проводки контрольно-измерительных приборов, приводных валов, трубопроводов сжатого воздуха и газов и пр. в ограждениях камеры предусматривают необходимое количество вводов.

В отличие от промышленных холодильных установок, работающих в стационарном режиме, большинство испытательных установок характеризуется режимом, переменным по температуре и тепловым нагрузкам (исключением являются установки, предназначенные для сдаточных испытаний на некоторых заводах, где ограничиваются проверкой изделий при одной предельной низкой температуре). При тепловом расчете и выборе холодопроизводительности холодильных машин в рассматриваемой области следует учитывать нестационарность режима понижения температур, а также возможные отклонения режима при экспериментах от расчетного номинального. Это приводит к необходимости иметь запас холодопроизводительности и применять более мощные холодильные машины.

Испытательные холодильные установки, за исключением самых крупных, располагаются в производственных или лабораторных корпусах, где особое внимание уделяют требованиям безопасности. Поэтому применение машин, работающих на аммиаке, здесь недопустимо.

Кроме отдельных специальных установок, которые будут рассмотрены ниже, потребность в холоде большинства испытательных установок незначительна и редко превышает 100 кВт. Наиболее эффективно применение парокомпрессионных машин одно- и двухступенчатого сжатия, работающих на R22, используют также машины, работающие на R22 и R13 в каскадном цикле. В испытательных установках в области температур —60°С и ниже могут применяться также воздушные турбохолодильные машины типа ТХМ.

В рассматриваемой области в подавляющем большинстве случаев применяют систему непосредственного охлаждения с батареями, расположенными в холодильной камере, или с выносными воздухоохладителями. Эта система характеризуется меньшей тепловой инерцией и позволяет лучше решать задачу создания переменного температурного режима в камере. Используемые в крупных камерах холодильные машины располагают в непосредственной близости от них, в самых крупных экспериментальных установках холодильное оборудование размещают в отдельном машинном зале.

КЛИМАТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Окружающая среда различным образом влияет на свойства, характеристики и работоспособность объектов, находящихся постоянно или периодически на открытом воздухе вне помещений.

Для проверки в рабочих условиях эти объекты подвергают климатическим испытаниям, при которых искусственно создают специфические условия окружающей среды, такие, как полярный климат, сухие и влажные тропики, влажный морской климат. Расчетные условия для различных климатических зон и времен года нормируются стандартами. Обычно наиболее универсальные климатические испытательные установки оснащают системами и устройствами для создания в широких диапазонах необходимых температур (низких и высоких), давлений, влажности и др. В данной главе рассматриваются лишь элементы, связанные с созданием низких температур.

В большинстве случаев при экспериментах поддерживают постоянный равномерный температурный режим со ступенчатым или плавным переходом от одного уровня к другому. В отдельных случаях требуется создавать динамический режим с понижением или повышением температуры в камере с заданной скоростью, например имитация явления быстрых заморозков. Такие условия предъявляют к установкам специфические требования.

Климатическим испытаниям подвергают целые объекты и элементы автомобильного и железнодорожного транспорта, дорожные машины, элементы линий электропередач, строительные материалы, детали и конструкции и т. п. Сюда относится также большая группа испытаний — исследования влияния пониженных температур на жизнедеятельность и развитие растительных и животных организмов.

Лаборатория испытания автомобилей. Размеры испытательных камер для легковых автомобилей составляют 8×4×3 м, для грузовых и специальных машин — до 15×6×4 м. При испытании автомобиль с работающим двигателем и включенной передачей скоростей устанавливают на тормозных барабанах, смонтированных в полу камеры (рис. VII—1). Тормозное устройство, поглощающее мощность, вынесено с помощью приводного вала из камеры. Выхлопные газы от двигателя по закрытому тракту отводятся наружу. Для имитации движения автомобиля его носовую часть обдувают воздухом с регулируемой скоростью, равной скорости движения. Это требует создания значительной циркуляции воздуха в камере. Свежий воздух, необходимый для сжигания топлива в двигателе, охлаждается до необходимой температуры в две, а иногда и в три последовательные ступени в специальных воз-

Название	Марка	Рабочие температуры, °С		Вместимость камеры, дм³	Габаритные размеры камеры, мм
		Диапазон	Точность		
Термостат	T105	−25 ÷ +60	±0,5	5	175×175×175
	T105W	−25 ÷ +60	±0,5	5	175×175×175
Термокамера	T12,5/1.1	−30 ÷ +100	—	160	496×542×590
	T12,5/01.1	−30 ÷ 0	—	160	496×542×590
	T25/1.1	−30 ÷ +100	—	250	496×542×940
	T25/01.1	−30 ÷ 0	—	250	496×542×940
	TV1000	−70 ÷ +120	±(0,5÷1,0)	1000	1050×965×1000
Климакамера или термокамера с регулированием влажности	KPW-1/4	+15 ÷ +70	±1,5	125	550×400×540
	KPW-1/4м	−5 ÷ 70	±1,5	125	550×400×540
	KPW-2	+15 ÷ +70	±1,5	250	750×450×750
	KPW-2м	−5 ÷ +70	±1,5	250	750×450×750
	3001	−25 ÷ +90	±0,2	250	630×550×700
	3031	−25 ÷ +90	±0,2	250	630×550×700
	3002	−5 ÷ +90	±0,2	250	630×550×700
	3003	−10 ÷ +90	±0,3÷±1,2	250	630×600×665
	3005	−30 ÷ +90	±0,3÷±1,2	250	630×600×665
	3006	−40 ÷ +90	±0,3÷±1,2	250	630×600×665
	3007	−50 ÷ +90	±0,3÷±1,2	250	630×600×665
	3101	−70 ÷ +90	±0,2÷±0,5	630	850×880×900
	KTK800	−70 ÷ +90	±0,1÷±0,5	860	1050×845×970
	KTK3000	−30 ÷ +100	±0,2÷±1,0	3000	1200×1500×1650
Термобарокамера	TBV1000	−70 ÷ +120	±1	1000	1025×965×985
	TBV2000	−70 ÷ +120	±1	2000	1275×1350×1145
	TBV8000	−70 ÷ +100	±1	8000	2200×2500×1600
	STBV1000	−70 ÷ +300	±0,5÷±2	1000	1000×1160×840
Климатермобарокамера	KTBV8000	−70 ÷ +300	—	8000	2050×230×1870
Климатермосветокамера	KTLK1250	−20 ÷ +60* −5 ÷ +60	±0,2÷±1,0	1200	910×1170×1130
	KTLK1600	−15 ÷ +60* −0 ÷ +60	±0,2÷±1,0 ±0,2÷±1,0	1600	910×1170×1550

оборудование производства ГДР

Таблица VII—1

Габаритные размеры оборудования, мм	Масса, кг	Охлаждение	Холодильный агент	Напряжение, В	Частота, Гц	Мощность, потребляемая электродвигателем, кВт	Охлаждение конденсатора	Расход охлаждающей воды, л/ч	Относительная влажность, %	
									Диапазон	Точность
690×400×390	62	Термоэлектрическое	—	220	50	0,6	Водяное	5—50	—	—
780×400×390	68		—	220	50	0,6	»	5—50		
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1670×1880×1970	1250	Холодильная машина	R13, R22	380/220	50	9	Водяное	800	—	—
900×600×870	130	Водяное	—	220	50	1,2	—	—	20—98	±1,5
900×600×1620	240	Холодильная машина	R12	220	50	1,6	Воздушное	—	20—98	±1,5
1100×680×1700	220	Водяное	—	220	50	1,8	—	—	20—98	±1,5
1100×680×1700	280	Холодильная машина	R12	220	50	2,2	Воздушное	—	20—98	±1,5
1400×1620×1970	670	То же	R12	380	50	6	Водяное	200	10—100	±0,5
1400×1620×1970	670	»	R12	380	50	6	»	200		
1400×1120×1970	600	»	R12	380	50	4,7	Воздушное	—	10—100	±0,5
1400×970×1850	670	»	R12	380	50	4	Водяное	300	10—95	±0,5÷0,7
1400×970×1850	670	»	R22	380	50	4,8	»	300	10—95	±0,5÷0,7
1400×970×1850	670	»	R13B1	380	50	4,8	»	300	10—95	±0,5÷0,7
1400×970×1850	670	»	R13B1	380	50	5,5	»	300	10—95	±0,5÷0,7
1850×1450×2100	1450	»	R13B1, R22	380	50	15	»	500	10—98	±0,5
1880×1670×1970	1380	»	R13, R22	380	50	12	»	780	10—95	—
2100×2300×2150	2400	»	R22	380	50	19	»	600	10—95	—
1830×1430×1970	1810	»	R13, R22	380	50	10	»	800	—	—
2080×1800×2150	2250	»	R13, R22	380	50	11	»	800	—	—
9530×6000×3720	15800	»	R22	380	50	100	»	4800	—	—
2150×2000×2400	2700	»	R13, R22	380	50	24	»	800	—	—
10000×6200×3720	18000	»	R22	380	50	180	»		10—95	—
1430×1830×2430	1450	»	R22	380/220	50	16	»	1000	10—95	—
1430×1830×2870	1530	»	R22	380/220	50	20	»	1000	10—95	—

Название	Марка	Рабочие температуры, °С		Вместимость камеры, дм³	Габаритные размеры камеры, мм
		Диапазон	Точность		
	KTLK20000	—10 ÷ +40* 0 ÷ +40	±0,5 ÷ ±1,0 ±0,5 ÷ ±1,0	18200	4250×2050×2075
Специальный морозильный шкаф	SGS300/1000	До —25	—	920	1200×945×810
		До —70	—	270	870×465×670

Примечания: 1. Термостат T105W имеет программное управление температурой. 2. Климакамеры 3001— вое и инфракрасное облучение. 3. Термокамера 3101 имеет 6 вариантов, различающихся составом задающих и за (до 1,5 мм. рт. ст.) давления. 5. В термокамерах допускаются при —70°С тепловыделения: 250 Вт (TBV1000— имеют освещенность до 50000 лк; знаком * отмечены диапазоны температур при работе климатермосветокамер

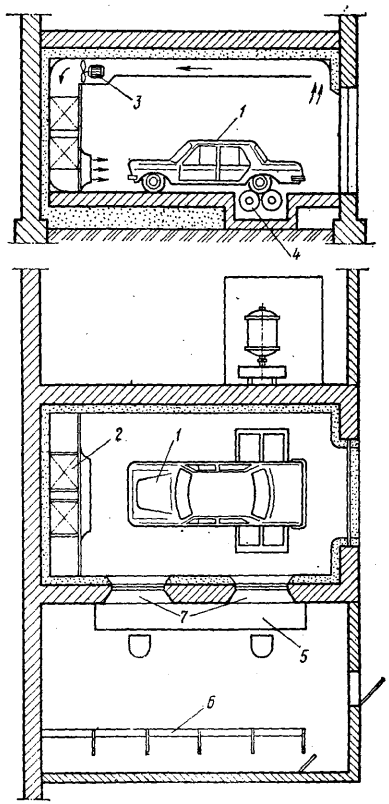


Рис. VII—1. Камера для испытания автомобилей:

1 — испытуемый автомобиль; *2* — воздухоохладители; *3* — вентилятор; *4* — тормозное устройство; *5* — пульт управления; *6* — приборные щиты; *7* — смотровые окна

духоохладителях и по теплоизолированному воздухопроводу подается в камеру. Иногда здесь применяют разомкнутую схему с воздушным детандером. В камере выделяется и должна быть отведена приборами охлаждения теплота, излучаемая двигателем, теплота, которая снимается с автомобильного радиатора, и теплота трения движущихся частей, что в сумме составляет 30—40% общего количества теплоты, выделяемой при сгорании топлива. Теплота, соответствующая полезной мощности, и теплота выхлопных газов отводятся непосредственно наружу и в тепловом балансе камеры не участвуют.

Экспериментальная камера охлаждается с помощью мощных воздухоохладителей, располагаемых внутри у торцевой стены или на перекрытии камеры. Наблюдение за экспериментом и управление всеми агрегатами испытуемого автомобиля осуществляют из кабины наблюдения, располагаемой снаружи (обычно вдоль одной из продольных стен камеры). Здесь размещают пульты управления и приборные щиты; для визуального наблюдения за экспериментом предусмотрены смотровые окна.

Кроме больших камер для испытания всего автомобиля в целом в лаборатории обычно используют небольшие камеры (боксы) разме-

Продолжение табл. VII—1

Габаритные размеры оборудования, мм	Масса, кг	Охлаждение	Холодильный агент	Напряжение, В	Частота, Гц	Мощность, потребляемая электродвигателем, кВт	Охлаждение конденсатора	Расход охлаждающей воды, л/ч	Относительная влажность, %	
									Диапазон	Точность
5120×3020×3000	6500	Холодильная машина	R12	380/220	50	52	Водяное	3000	30—93	—
1880×1650×1970	1700	»	R13, R22	380/220	50	9	»	800	—	—
1880×1650×1970	1700	»	R13, R22	380/220	50	9	»	800	—	—

3007 имеют программное управление температурой и влажностью, а также возможность производить ультрафиолетописывающих устройств. 4. Термобарокамеры TBV1000—TBV8000 имеют оборудование для создания пониженного TBV2000); 1500 Вт (TBV8000); 700 Вт (STBV1000); 1250 Вт (KTBV8000), 750 Вт (TV1000). 6. Климатермосветокамеры без освещения. 7. Шкаф SGS300/1000 имеет два отделения: одно для замораживания, другое для хранения.

ром до 5×3×3 м для испытаний автомобильных двигателей. Двигатель устанавливают на специальный стенд, оборудованный устройством для замера крутящего момента. Тормозное устройство (гидро- или электроиндукторный тормоз) размещают снаружи камеры.

При большой мощности современных автомобильных двигателей общая производительность холодильных машин подобной лаборатории достигает нескольких сот киловатт при температурном уровне кипения холодильного агента —50÷—70°С.

Испытательные камеры выполняют кирпичными или бетонными с внутренней теплоизоляцией. Для предотвращения пожара внутри камеры из-за прорыва топлива тепловую изоляцию выполняют из негорючих материалов.

Лаборатории для исследования тракторов, дорожных и других подобных им транспортных машин оборудуются так же, как и автомобильные лаборатории. Они различаются количеством и размерами камер и некоторыми особенностями в организации экспериментов.

Лаборатории испытаний железнодорожного транспорта. Для исследования тепловых свойств подвижного состава — пассажирских, товарных и специальных вагонов и цистерн — используют крупные камеры размером 24×6 м при высоте 6 м. В них обычно совмещают теплый и холодный режимы в полном интервале температур от +60 до —60°С. Для имитации условий эксплуатации в камере создают циркуляцию воздуха со скоростью, равной возможной скорости движения железнодорожного состава. Такое требование связано с необходимостью устанавливать мощные вентиляторы, что в свою очередь приводит к повышению холодопроизводительности используемых холодильных машин.

Испытательная камера представляет собой кирпичную или железобетонную конструкцию с внутренней изоляцией толщиной до 250 мм и тяжелыми въездными воротами и рельсами. Охлаждение камеры воздушное. Применение выносного воздухоохладителя облегчает возможность создания в одной камере как теплого, так и холодного режима.

Лаборатории испытания строительных материалов. Климатическим испытаниям подвергают различные строительные материалы, детали и целые строительные конструкции. При этом исследуют различные их свойства (теплопроводность, гигроскопичность, прочность и др.) в зависимости от температуры. При испытании стеновых материалов на морозостойкость их подвергают многократному смачиванию с последующим замораживанием.

В зависимости от размеров испытуемых объектов здесь можно встретить как термошкафы (для исследования небольших образцов), так и большие камеры (для исследования крупногабаритных строительных элементов — стенных панелей, плит, перекрытий и т. п.).

Для охлаждения здесь часто применяют пристенные и потолочные батареи, обеспечивающие равномерный и устойчивый тепловой режим в камере.

Лаборатории исследования грунтов и ла-

боратории почвоведения. Такие лаборатории в зависимости от объема тематики, в которую может входить и исследование явлений вечной мерзлоты, имеют одну или несколько холодильных камер, аналогичных камерам, применяемым в лабораториях исследования строительных материалов. Образцы грунтов помещают в холодильную камеру в ящиках. При исследованиях теплопроводности грунта и явлений, связанных с его промерзанием или оттаиванием, ящик с грунтом монтируют в ограждении камеры или создают в камере зоны различных температур.

Лаборатории ботаники. В таких лабораториях исследуют влияние температуры и других параметров окружающей среды на развитие и жизнедеятельность растений. Важной областью является при этом изучение морозостойкости растений и семян при внезапных или продолжительных заморозках.

В таких лабораториях обычно оборудуют до 10 (а иногда и более) камер площадью 3—6 м^2 каждая, в которые на определенный срок помещают высаженные в ящики с грунтом растения. Основное требование к режиму в камерах — длительное поддержание заданного температурного и влажностного режимов с минимальными колебаниями параметров. В камерах предусматривают также специальное освещение, имитирующее солнечное облучение. В отдельных камерах можно устанавливать различные режимы в широких пределах температур. Выполнение таких требований связано с необходимостью применения автоматизации для поддержания режима в камерах.

Если холодильная установка централизованная, то применяют систему с хладоносителем с использованием местных электроподогревателей для точного регулирования температур. В настоящее время чаще устанавливают в каждой камере отдельную небольшую автоматическую холодильную машину, работающую на батарее непосредственного охлаждения. При этом работа каждой отдельной камеры не зависит от работы остальных и проще настройка системы автоматизации при изменении режима, но требуется большее число машинных агрегатов. Для смены воздуха камеры оборудуют системой приточно-вытяжной вентиляции.

Для исследования влияния переменных температур на живые организмы (насекомые, микроорганизмы и др.) применяют камеры или термошкафы небольшого размера.

ВЫСОТНЫЕ УСТАНОВКИ

По мере поднятия над земной поверхностью температура и давление воздуха изменяются в сторону их понижения. В авиационной технике это изменение нормируется по так называемой шкале международной стандартной атмосферы (МСА), согласно которой на уровне моря (при высоте 0 км) температура составляет 15°С, а давление — 1,01 кПа (760 мм рт. ст.). С поднятием над земной поверхностью температура сначала понижается с градиентом 6,5°С на 1 км и на высоте 11 км достигает значения — 56,5°С. В нижней части стратосферы (до высоты 25 км) температуру считают неизменной и равной —56,5°С.

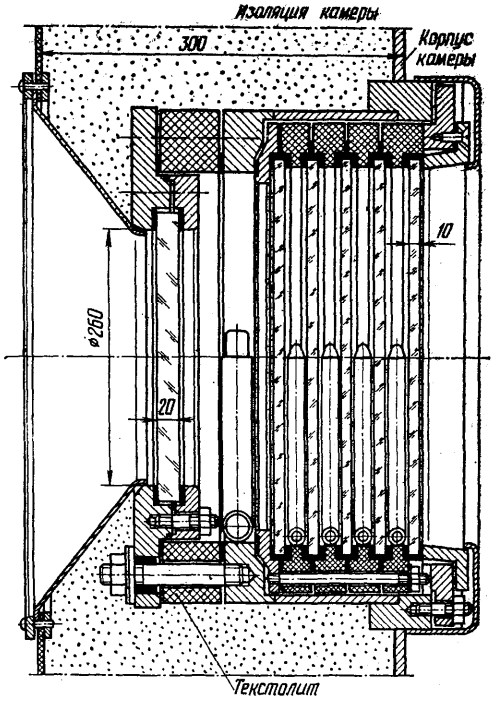


Рис. VII—2. Смотровое окно

Выше располагаются зоны повышенных и пониженных температур. По действующим техническим условиям предельную температуру при экспериментах принимают равной —60°С. Давление атмосферы с высотой непрерывно плавно понижается. Значения его по МСА приведены ниже.

Высота, км	5	10
Давление по МСА, кПа (мм рт. ст.)	0,536(405)	0,264(198)
Высота, км	20	40
Давление по МСА, кПа (мм рт. ст.)	0,054(41)	0,003(2,24)

Перемещаясь в атмосфере, летательный аппарат сжимает воздух; при этом давление и температура «заторможенного воздушного потока» возрастают. Это явление, относительно не существенное при малых скоростях полета, приобретает большое значение при полетах современных самолетов на звуковых и сверхзвуковых скоростях. В настоящее время в условиях непрерывного возрастания скоростей полета высотные испытания в статических условиях шкалы МСА заменяют испытаниями с обдувом объекта воздухом повышенных температуры и давления, соответствующих полету с заданной скоростью на определенной высоте. Однако для решения ряда вопросов проводят испытания в камерах с охлаждением.

В ряде случаев необходимо имитировать не статические условия полета на определенной постоянной высоте, а такие процессы, как взлет, посадка, пикирование с изменением высоты полета по заданной программе. Используемые в этих целях высотные установки характеризуются значительной сложностью и высокой стоимостью изготовления и эксплуатации.

Иногда влияние одного из параметров (температура или давление) в ходе эксперимента является решающим. В этом случае ограничиваются неполным высотным испытанием. При исследовании влияния только температуры используют термокамеру (подобную рассмотренным выше холодильным климатическим камерам), рассчитанную на предельную температуру — 60°С; при исследовании влияния давления воздуха (например, при тренировке летного персонала) применяют барокамеру. Полное высотное испытание с одновременным изменением температуры и давления проводят в термобарокамере. Эти испытания обеспечивают наибольшее приближение к действительным условиям полета и, следовательно, наибольшую надежность получаемых результатов. Установка в этом случае получается более дорогой и сложной.

Термобарокамера представляет собой цилиндрический горизонтальный (реже вертикальный) резервуар со сферическими днищами. В прямоугольной камере лучше используется внутренний объем, но из-за соображений прочности такая форма почти не используется. Двери в камерах герметичные, с надежным уплотнением по периметру, в больших камерах тяжелые, сложной конструкции, с механическим, пневматическим или гидравлическим приводом для открывания, закрывания и предварительного прижима. Применяют двери подвесные, на петлях, откатные и подъемные. Для наблюдения за экспериментом устраивают смотровые окна (рис. VII—2) с многослойным остеклением. Одно из стекол силовое, рассчитанное на разность давлений снаружи и изнутри камеры. Диаметр смотровых окон редко превышает 250—300 мм. Для проводки проводов и трубопроводов внутрь камеры устраивают герметичные теплоизолированные вводы.

В термобарокамерах применяют изоляционные материалы повышенного качества с учетом режима работы камер, где возможны вибра-

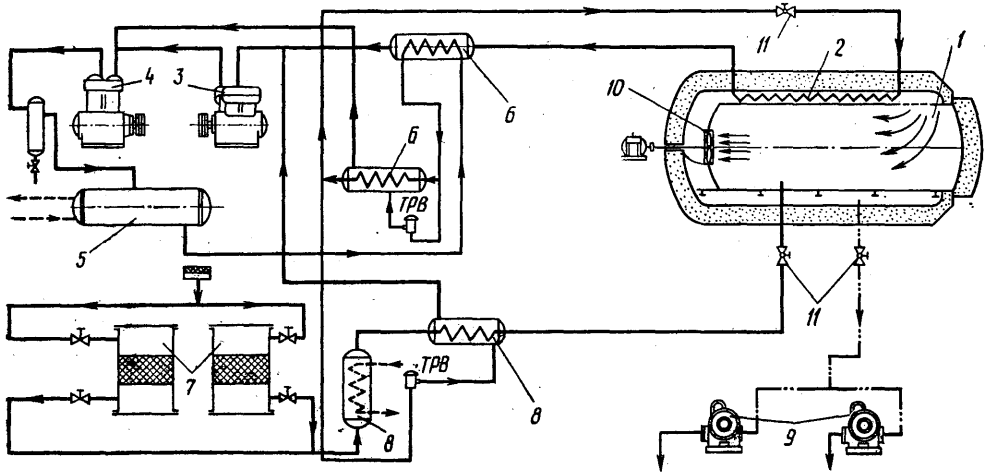


Рис. VII—3. Принципиальная схема высотной установки с двухступенчатой фреоновой холодильной машиной:

1 — термобарокамера; *2* — охлаждающая батарея; *3* — компрессор I ступени; *4* — компрессор II ступени; *5* — конденсатор; *6* — фреоновые теплообменники; *7* — осушительная установка; *8* — охладители вентиляционного воздуха; *9* — вакуум-насосы; *10* — циркуляционный вентилятор; *11* — регулирующие вентили

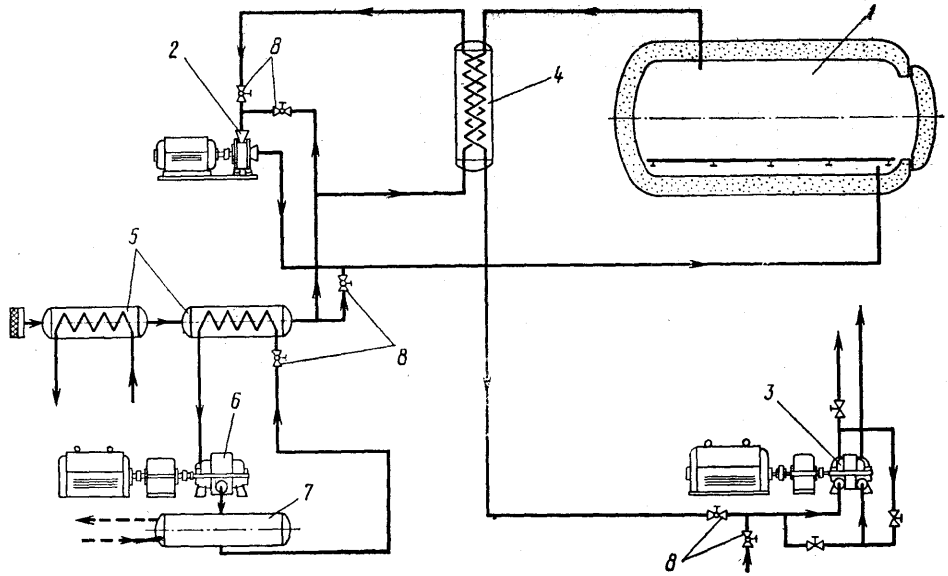


Рис. VII—4. Принципиальная схема высотной установки с детандерной холодильной машиной, работающей по разомкнутому циклу:

1 — термобарокамера; *2* — турбодетандер; *3* — эксгаустер; *4* — воздушный теплообменник; *5* — осушительная установка; *6* — компрессор холодильной установки; *7* — конденсатор; *8* — регулирующие вентили

ции, газовыделения, периодическое повышение температуры и др. Толщина слоя изоляции достигает 250—300 мм. Изоляция может быть расположена внутри или снаружи камеры, что определяется конкретными условиями эксплуатации. Внутренняя изоляция подвержена воздействию среды, создаваемой в камере при эксперименте. При внутренней изоляции диаметр корпуса камеры увеличивается на 500—600 мм, что приводит к существенному возрастанию ее массы. При наружной изоляции повышается тепловая инерция камеры, что недопустимо при динамическом характере экспериментов. В СССР и за рубежом чаще применяют внутреннюю изоляцию термобарокамер.

В небольших и средних высотных установках, рассчитанных на предельную температуру —60°С, применяют компрессионные двухступенчатые холодильные машины, работающие на R22 (рис. VII—3). В более крупных установках используют также воздушные детандерные холодильные машины.

В случае, когда в процессе испытания необходима постоянная подача свежего воздуха к объекту (например, к авиационному двигателю), целесообразно применять воздушную машину, работающую по разомкнутому циклу (рис. VII—4). Предварительно осушенный наружный воздух пропускают для охлаждения через детандер и подают в камеру. Отепленный воздух и выхлопные газы отсасывают вакуум-насосами или эксгаустерами. Такая разомкнутая схема позволяет быстро изменять температуру воздуха, поступающего на объект, что не обеспечивается при использовании других систем охлаждения, обладающих тепловой инерцией.

С понижением давления коэффициент теплоотдачи от охлаждающих поверхностей к разреженному воздуху резко падает, что усложняет отвод теплоты в термобарокамере. Охлаждающие батареи выполняют ребристыми с максимально развитой поверхностью и интенсивным обдувом вентиляторами. Первоначальное охлаждение (замораживание) термобарокамеры проводят обычно при атмосферном давлении, а затем уже изменяют его по заданной программе.

Для регулирования и повышения температуры (при имитации снижения высоты) применяют электрический нагрев, удобный в эксплуатации и позволяющий наиболее эффективно осуществлять как плавное, так и ступенчатое регулирование и автоматизацию.

Устанавливаемое вакуумное оборудование по типу и производительности должно стабильно поддерживать на всех режимах необходи-

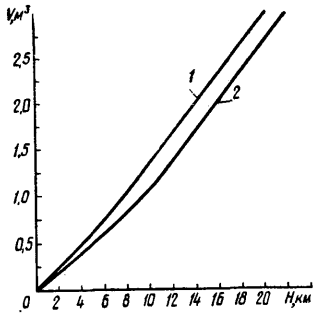


Рис. VII—5. Отсасываемые объемы воздуха при подъеме от земли до высоты H, отнесенные к 1 м³ объема камеры:

1 — кривая при постоянной температуре воздуха; *2* — кривая при изменении температуры воздуха по МСА

мое разрежение воздуха путем непрерывного отсасывания воздуха, проникающего в камеру через неплотности, а также откачивать подаваемый в камеру вентиляционный или рабочий воздух и образующиеся в камере газовыделения с сохранением необходимой высотности.

Время τ (в с) снижения давления от начального p_0 до конечного $p_к$ в камере объемом $V_к$ (в м³) при производительности вакуум-насосов $V_н$ (в м³/с) при постоянной температуре и отсутствии поступления воздуха в камеру находят по формуле

$$\tau = (V_к/V_н) \ln (p_0/p_к).$$

Полученные из этой формулы значения, отнесенные к 1 м³ объема камеры для постоянной температуры и температуры, изменяющейся по МСА, приведены на рис. VII—5.

Требование имитации условий, соответствующих скорости взлета современных самолетов, приводит к резкому возрастанию мощности вакуумного оборудования. Свежий воздух, подаваемый в камеру, должен быть предварительно осушен и охлажден до температуры, соответствующей заданной высоте. В зависимости от характера испытуемых объектов каждая высотная установка имеет специфические особенности. Наравне с другими видами испытаний высотным испытаниям подвергают приборы, агрегаты и другие элементы летательных аппаратов.

Приборные камеры. Для испытания различных авиационных приборов, арматуры и образцов материалов применяют небольшие термобарокамеры полезным объемом до 0,5 м³. Такие установки выполняют максимально компактными; их по возможности агрегируют и автоматизируют. Во многих случаях возможно использование серийного оборудования, описанного в начале главы.

Агрегатные камеры. Для испытания самолетных топливных, силовых и электрических систем, насосов, радиолокационного оборудования и т. п. оборудуют термобарокамеры объемом от 1 до 10 м³. Наблюдение за экспериментом и управление его режимом осуществляется снаружи. Камеры внутренней высо-

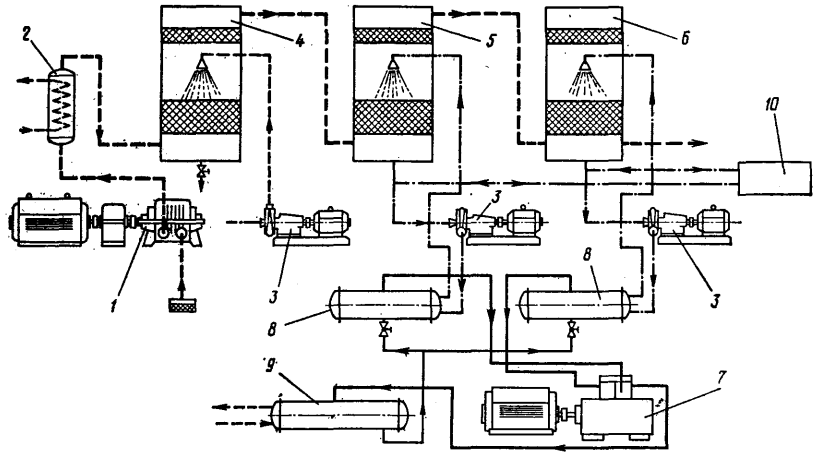


Рис. VII—6. Принципиальная схема осушительной установки со ступенчатым охлаждением воздуха:

1 — воздушный компрессор; *2* — концевой холодильник компрессора; *3* — насос; *4* — скруббер I ступени охлаждения; *5* — скруббер II ступени охлаждения; *6* — скруббер III ступени охлаждения; *7* — аммиачный двухступенчатый компрессор; *8* — испаритель; *9* — конденсатор; *10* — выпарная установка

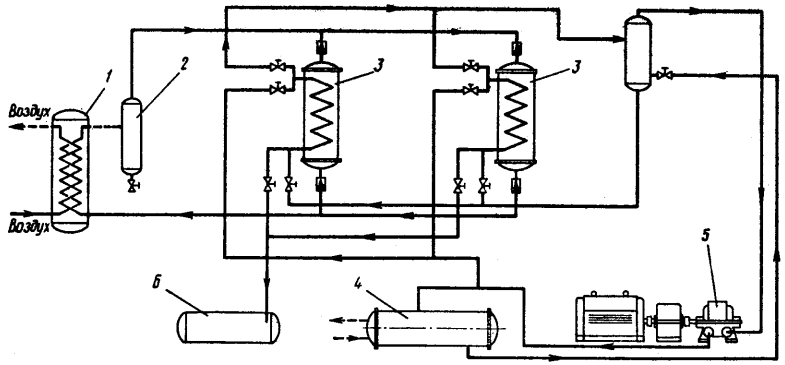


Рис. VII—7. Принципиальная схема осушительной установки с рекуперацией холода:
1 — воздушный теплообменник; *2* — водоотделитель; *3* — воздухоохладитель; *4* — конденсатор; *5* — аммиачный компрессор; *6* — ресивер для жидкого хладагента

той 1800 мм может посещать персонал. Агрегатные камеры могут быть универсальными либо специального назначения для определенного вида изделий (например, электрогенераторов).

Камеры для испытания крупногабаритных объектов. Такие камеры объемом от 25 м^3 и более служат для испытания герметичных кабин, самолетных отсеков, шасси и др. Камеры характеризуются сложной конструкцией, имеют мощное холодильное и вакуумное оборудование, большое приборное хозяйство и оснащены различными питающими устройствами. Их часто размещают в отдельном корпусе, в который кроме экспериментального и машинного залов входят препараторская, мастерские, административно-бытовые и лабораторные помещения. Если корпус формируют как высотную лабораторию, то в нем обычно предусматривают дополнительно несколько термобарокамер и термокамер меньших размеров.

Установки для испытания авиационных двигателей. Такие установки оснащены устройствами для подвода топлива и воздуха и отсасывания отработавших газов. На выходе из двигателя мощными эксгаустерами создается низкое (высотное) давление. Установки для испытания авиационных двигателей характеризуются большой сложностью и потребляют мощность, измеряемую тысячами киловатт. При испытании двигателей различных типов в зимних или высотных условиях для их питания требуется непрерывная подача воздуха низкой температуры и влажности. Схема осушительной установки такого назначения показана на рис. VII—6. Воздух последовательно охлаждается в трех мокрых воздухоохладителях; в первом используется артезианская вода, во втором и третьем — рассол, охлаждаемый двухступенчатой холодильной машиной.

В некоторых экспериментах сжатый воздух длительно накапливают в емкостях и затем в короткий срок срабатывают его при повышенных расходах. В этом случае ставится требование повышенной сухости воздуха (до точки росы —40÷—60°С). Схема такой осушительной установки с рекуперацией холода в воздушном теплообменнике и двумя параллельными, периодически взаимно переключаемыми воздухоохладителями приведена на рис. VII—7.

ПРОИЗВОДСТВЕННЫЕ И НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЕ УСТАНОВКИ

В различных отраслях промышленности (пищевая, химическая, нефтяная, медицинская и др.), где в технологических процессах используют искусственное охлаждение, для проверки, отладки процессов и производственного экспериментирования заводские лаборатории оборудуют экспериментальными холодильными установками. Они служат для охлаждения аппаратов, аналогичных аппаратам основного производства, либо обслуживают небольшие опытные термокамеры. Такие установки многообразны по назначению и характеру исполнения. Диапазон охлаждения широкий (от положительных температур до температур около —120°С).

Для изучения влияния низких температур на протекание различных процессов и свойства веществ во многих научно-исследовательских институтах лабораторий оборудуют опытными холодильными установками. По сравнению с производственными установками они обычно имеют более широкий диапазон изменения температур, лучше оснащены конт-

рольно-измерительными приборами, но имеют относительно меньшие размеры. Чаще всего это термошкафы или небольшие термокамеры, оборудованные автоматизированными парокомпрессионными машинами. При самых малых тепловых нагрузках, а также наиболее низких температурах часто пользуются настольными криостатами лабораторного типа, охлаждаемыми сухим льдом или жидким азотом.

Для исследования влияния высотных условий на физиологические функции организма людей и животных предназначены медицинские камеры. Важнейшее значение здесь имеет соблюдение мер безопасности — надежная сигнализация и связь, блокировки, предохранительные устройства и т. п. Для возможности ведения продолжительного эксперимента без нарушения режима термобарокамеры оборудуют входным тамбуром и герметичными шлюзами.

ГЛАВА VIII
ИСКУССТВЕННЫЕ ЛЕДЯНЫЕ КАТКИ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Искусственные ледяные катки предназначены для таких видов спорта, как конькобежный спорт, хоккей, фигурное катание и др. Высокое качество ледяной поверхности может быть обеспечено в закрытых помещениях круглый год, на открытых площадках — в среднем с октября по март.

Ледяные поля для игры в хоккей и фигурного катания размерами 30×60 м могут быть заключены внутри демонстрационных арен и использоваться для других видов спорта (баскетбол, волейбол и др.) или служить только для тренировок. Дорожки для скоростного бега на коньках стандартной средней длиной 400 и 333 м состоят, как правило, из двух замкнутых полос шириной по 4—5 м и внутренней полосы для тренировок шириной 3—5 м.

Крупные ледовые стадионы проектируют таким образом, чтобы часть площади их искусственного льда размерами 110×60 м могла служить полем для игры в хоккей с мячом. Площадь полей для массового катания определяют из расчета 3—4 м² на катающегося.

Художественные коллективы балета на льду используют для своих спектаклей передвижные катки размерами 20×15 м. Конструкции их должны быть легкими, быстро собираемыми и легко демонтируемыми.

Слой льда толщиной 25—30 мм уже пригоден для катания. В процессе эксплуатации стремятся не допускать роста слоя льда свыше 40—50 мм, так как для сохранения постоянной температуры поверхности приходится снижать температуру охлаждающей среды в среднем на 0,9—1°С на каждые 10 мм толщины слоя льда.

Качество льда с теплотехнической точки зрения характеризуется температурой его поверхности: —0,5÷—2°С для скоростного бега на коньках, —1,5°С для фигурного катания; —4÷—5°С для хоккея (при равномерности температуры поверхности по всей площади льда). Неравномерность температуры характерна лишь для искусственного льда.

Слой льда получают на поверхности охлаждающей плиты, внутри которой по трубам циркулирует хладоноситель или кипит холодильный агент. Трубы укладывают в охлаждающую плиту с определенным шагом, поэтому даже в случае равенства температуры всех труб в поперечном сечении катка температура льда непосредственно над трубами всегда ниже, чем между ними. Другой причиной неравномерности температуры поверхности льда являются нагревание рассола или изменение температуры холодильного агента по мере движения по трубам из-за падения давления. С ростом толщины слоев бетона и льда над трубами неравномерность температуры поверхности льда уменьшается. Но такой способ гашения неравномерности температуры льда связан со значительными энергетическими потерями. Поэтому толщину материала охлаждающей плиты над трубами, как и толщину льда, ограничивают минимальной величиной, необходимой по технологическим соображениям. Считают удовлетворительным, если разность температуры в разных точках поверхности льда не превышает 0,5°С.

Для получения искусственного льда пользуются системами непосредственного охлаждения с кипением холодильного агента в трубах охлаждающих батарей или же системами с циркуляцией через батареи хладоносителя.

В системах непосредственного охлаждения наиболее распространенным холодильным агентом был аммиак (катки в Инсбруке, Берлине, Инцеле, Гренобле, Карл-Маркс-Штадте и др.), однако в последнее время на катках Западной Европы появились системы с использованием в качестве рабочего тела безопасных фреонов (катки в Осло, Лионе). Схемы подачи рабочего тела в трубные охлаждающие батареи, как правило, насосно-циркуляционные. Горизонтальные циркуляционные ресиверы выполняют также функции отделителя жидкости. Если охлаждаемая площадь разделена на несколько самостоятельных участков, каждый из них обслуживается самостоятельным циркуляционным ресивером. Циркуляционные насосы дублируют.

Особенностями систем непосредственного охлаждения кипящим холодильным агентом являются горизонтальное расположение охлаждающих трубных батарей, значительная длина трубных плетей (до 120 м) и большой общий объем всей охлаждающей системы. В таких системах применяют преимущественно специальные бессмазочные поршневые компрессоры (катки в Инцеле, Инсбруке, Гренобле и др.) или центробежные компрессоры для сооружений большой площади (катки в Осло, Лионе и др.). Это объясняется тем, что удале-

ние масла из горизонтально расположенных батарей магистралей и циркуляционных ресиверов затруднено.

В охлаждающих батареях содержится большое количество холодильного агента, что связано со значительными капитальными затратами, особенно при использовании фреонов. Для надежной защиты от гидравлических ударов устанавливают циркуляционные ресиверы, вместимость которых должна быть достаточна для того, чтобы принять все количество холодильного агента, стекающего из батарей и сливных трубопроводов при прекращении циркуляции.

Движение кипящего холодильного агента по трубным плетям значительной длины сопряжено с потерями давления, вызывающими недопустимую разность температуры поверхности льда в противоположных участках поля вдоль трубных плетей, особенно при использовании фреонов. Увеличение диаметров трубопроводов приводит к увеличению металлоемкости систем охлаждения, и без того достаточно металлоемких, и дополнительным монтажным трудностям.

Системам охлаждения катков с промежуточным хладоносителем свойственны малая допустимая разность температуры хладоносителя в традиционных конструкциях охлаждающих батарей (в среднем около 1°С) и, следовательно, большое количество циркулирующего хладоносителя, значительные диаметры трубопроводов, дополнительный расход электроэнергии в связи с необходимостью понижения температуры кипения.

В последнее время появились конструкции трубных батарей, в которых допустимая разность температуры рассола составляет 2,5—4°С, что устраняет основной недостаток систем с промежуточным хладоносителем и сближает капиталовложения в такие системы с соответствующими затратами на системы непосредственного охлаждения.

КОНСТРУКЦИИ ОХЛАЖДАЮЩИХ БАТАРЕЙ

Качество ледяного покрова во многом определяется конструкцией охлаждающей батареи. При выборе ее обращают особое внимание на допустимую разность температуры охлаждающей среды в трубах и соответствующую разность температуры поверхности льда. Принимаемый перепад температуры охлаждающей среды в трубах ледяного поля составляет от 0,9 до 4°С и обычно не зависит от конструкции трубной батареи поля.

При выборе конструкции трубной батареи учитывают сопротивление движению охлаждающей среды вдоль трубной плети, удобство расположения магистралей и распределительных коллекторов, простоту и надежность удаления воздуха из систем с промежуточным хладоносителем и др. Воздух, попавший в рассольную систему, удаляют из распределительных и сборных коллекторов охлаждающих батарей. Для этого в верхнюю зону коллекторов вваривают воздухоспускные трубки с вентилями или кранами диаметром 15—20 мм (рис. VIII—1). Воздух удаляется также через расширительный сосуд, который служит для компенсации колебаний объема рассола в системе, или бак-аккумулятор.

Батареи с прямоточным движением охлаждающей среды (рис. 1, *а*) наиболее просты, потери давления в них невелики. Однако для них характерна значительная неравномерность температуры поверхности льда вдоль трубных плетей. Даже при минимальной разности температуры охлаждающей среды вдоль трубной плети ($\Delta t_р = 1$°С) неравномерность составляет 0,7—0,95°С. Такие конструкции применяют в насосно-циркуляционных системах непосредственного охлаждения с использованием в качестве рабочего тела аммиака и (ограниченно) фреонов. В частности, R12 в присутствии масла можно использовать в прямоточных батареях на открытых катках с длиной плети $l = 80$ м и закрытых катках при $l = 30$ м лишь при относительно небольших теплопритоках к ледяной площади, составляющих 190—205 Вт/м^2. Расположение распределительных и сборных коллекторов в противоположных концах батареи делает ее более удобной для конькобежных дорожек, чем для искусственных катков.

В батареях с петлеобразной формой трубных плетей (рис. VIII—1, *б*) перепад температуры хладоносителя в противоположных концах поля вдвое меньше полной разности $\Delta t_р$. Поэтому невелика и неравномерность температуры поверхности льда вдоль трубной плети (определяющей является разность температур поверхности льда поперек трубных плетей, которая превышает допустимую уже при $\Delta t_р = 1$°С).

Из-за значительной неравномерности температуры поверхности льда, трудностей, связанных с удалением воздуха, данная конструкция не имеет перспектив применения.

Батарея с промежуточным коллектором (рис. VIII—1, *в*) лишена недостатков батарей с петлеобразной формой трубных плетей. Она проще в изготовлении, прост и надежен выпуск воздуха, осуществляемый из всех трех коллекторов. Определяющей также является неравномерность температуры поверхности льда в направлении поперек трубных плетей, но допускаемый перепад темпера-

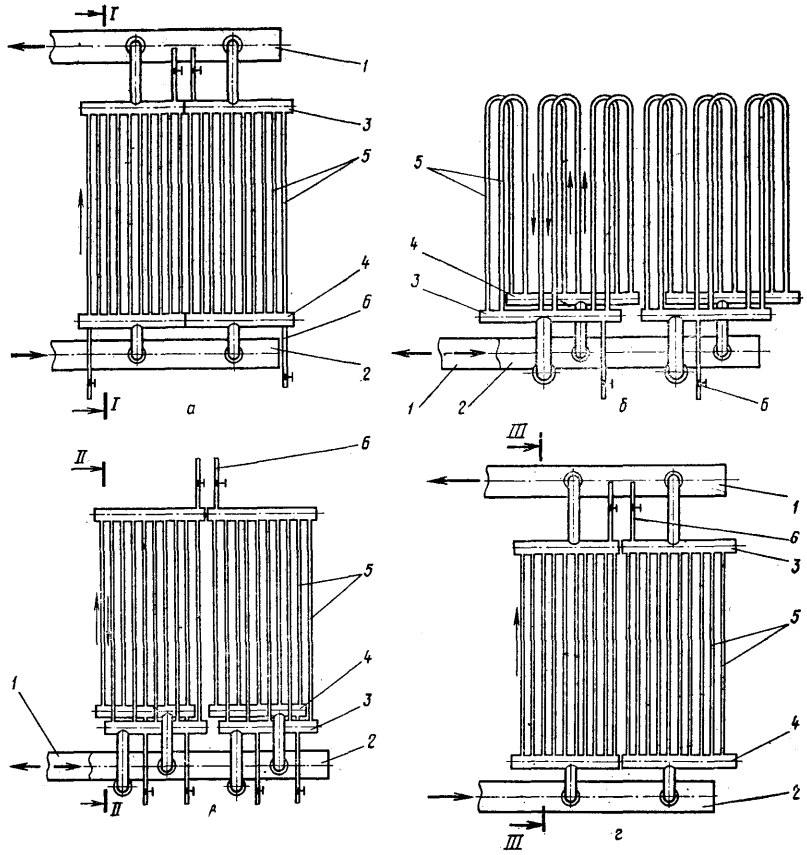
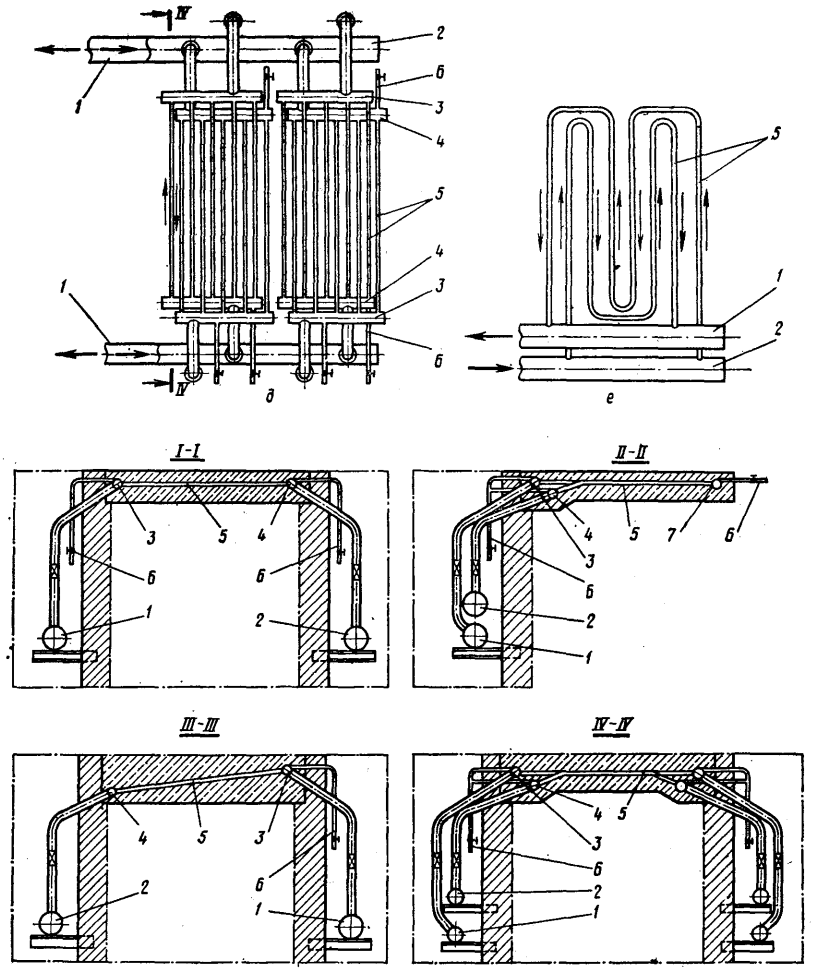


Рис. VIII—1. Охлаждающие трубные батареи искусственного катка:

а — с прямоточным движением охлаждающей среды; *б* — петлеобразная; *в* — с промежуточным коллектором; *г* — с наклонным расположением трубных плетей; *д* — со встречным движением охлаждающей среды; *е* — змеевиковая; *1* — сборный магистральный трубопровод; *2* — распределительный магистральный трубопровод; *3* — сборный коллектор; *4* — распределительный коллектор; *5* — трубы; *6* — воздухоспускная труба; *7* — промежуточный коллектор

туры охлаждающей среды в поле составляет $\Delta t_р = 2{,}5 \div 3°C$. Живое сечение для прохода хладоносителя при движении охлаждающей среды в батареях такой конструкции вдвое меньше, а скорость и сопротивление вдвое больше, чем в конструкциях с прямоточным движением. Поэтому, несмотря на резкое увеличение допустимого перепада $\Delta t_р$, предельные нагрузки, при которых можно применять батареи с промежуточным коллектором (см. рис. VIII—1, *в*) и с прямоточным движением (см. рис. VIII—1, *а*) в системах непосредственного охлаждения с применением фреонов, практически одинаковы. Вместе с тем увеличение гидравлического сопротивления позволяет более равномерно распределять охлаждающую среду по отдельным трубным плетям.

Батарея с прямоточным движением охлаждающей среды и наклонным расположением трубных плетей (рис. VIII—1, *г*) характеризуется отсутствием неравномерности температуры поверхности льда вдоль трубных плетей и поперечной неравномерности (на большей части поля). Наклонное расположение батарей облегчает удаление масла и опорожнение труб, а также удаление воздуха. Разница в отметках противоположных концов труб должна составлять всего 10—15 мм при $\Delta t_р = 3 \div 4°C$. Такой уклон трудно выполнить (особенно при большой длине трубных плетей), поэтому описанная конструкция удобна только для небольших (например, передвижных сборно-разборных) катков.



Достаточно равномерное поле температуры поверхности льда при нагревании охлаждающей среды на 2,5—3°С формируется и охлаждающей батареей со встречным движением охлаждающей среды по двум расположенным рядом горизонтальным трубным плетям (рис. VIII—1, *д*). Количество распределительных и сборных коллекторов удвоено, диаметр их меньше, чем в остальных конструкциях. Это облегчает укладку коллекторов, особенно сборного, в толщу охлаждающей плиты, позволяет добиться равномерного распределения охлаждающей среды по трубным плетям. Такую конструкцию применяют в системах с промежуточным хладоносителем и в системах непосредственного охлаждения. Применение фреона в последнем случае ограничено значением тепловой нагрузки 360—400 Вт/м^2 на закрытых катках с длиной плети l=30 м и открытых — при l=80 м.

В змеевиковых батареях (рис. VIII—1, *е*) сопротивление движению охлаждающей среды очень велико. Их можно использовать на участках сложной формы (овальных, полукруглых и т. д.) для увязки сопротивления отдельных плетей. Однако с увеличением числа отводов возрастают и трудности удаления воздуха из таких батарей (в системах с промежуточным хладоносителем).

За рубежом для компенсации разности температуры рассола в поле предусматривают устройства для периодического переключения направления его движения. Этот способ сло-

жен и характеризуется значительной трудоемкостью эксплуатации.

Охлаждающие батареи собирают, как правило, из стальных бесшовных труб (применяют и водо-газопроводные трубы). Самые распространенные трубы круглой формы, но используют также трубы овальной формы и ребристо-трубные батареи.

Влияние диаметра труб на требуемую температуру охлаждающей среды и качество поверхности льда невелико. Если температура труб в поперечном сечении катка одинакова, то с увеличением диаметра труб температура льда становится более равномерной и повышается требуемая температура охлаждающей среды. Если же есть разность температуры $\Delta t_р$ между соседними трубами (как в конструкциях рис. VIII—1, *б, в, д, е*), то с увеличением диаметра трубы ухудшается качество льда, причем тем больше, чем больше $\Delta t_р$.

Диаметр труб в системах с промежуточным холодоносителем выбирают так, чтобы скорость рассола была в среднем 0,6—0,8 м/с, при которой воздух не выделяется из потока, а также создается сопротивление движению рассола в трубных батареях поля $(5 \div 6) \times 10^5$ Па, способствующее его равномерному распределению по отдельным трубам.

Для равномерного распределения охлаждающей среды по трубам скорость ее движения в коллекторах должна быть значительно меньше, чем в охлаждающих трубах.

В системах непосредственного охлаждения выбор диаметра трубопроводов батарей определяется допускаемым изменением температуры кипения холодильного агента вдоль трубных плетей. При выборе шага труб заданного диаметра при заданной величине неравномерности температуры поверхности льда поперек трубных плетей учитывают толщину слоя льда и расстояние между трубами.

Неравномерность температуры возрастает с увеличением расстояния между трубами и падает с ростом толщины слоя льда. Поскольку при увеличении расстояния между трубами снижаются капитальные затраты, но одновременно растут эксплуатационные расходы, связанные с необходимостью увеличивать толщину слоя льда, задача выбора шага труб решается оптимизацией различных вариантов по наименьшей сумме приведенных затрат. Расчеты показывают, что с минимальными приведенными затратами связана такая конструкция охлаждающих батарей, в которой трубы наружным диаметром от 26 до 38 мм уложены с шагом соответственно 90—110 мм (для закрытых катков) и 75—90 мм (для открытых сооружений).

Между трубами засыпают иногда песок или гранитный щебень. На это заполнение, предварительно промороженное, наливают воду, которая, замерзая, образует ледяной слой. Как правило, на таких катках не используют непосредственного охлаждения аммиаком. Как показывает опыт, в этом случае резко усиливается коррозия наружной поверхности труб, что требует принятия специальных мер против коррозии.

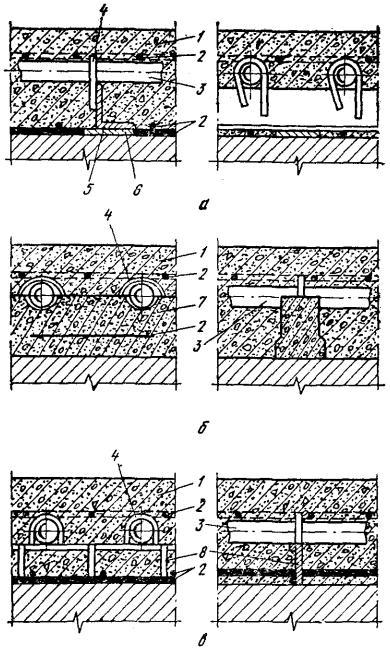


Рис. VIII—2. Опоры для крепления труб в охлаждающей плите:

а — из угловой стали; *б* — из бетона; *в* — решетчатые металлические; *1* — бетон; *2* — стальная сетка; *3* — трубы; *4* — хомуты; *5* — опора из металлического уголка; *6* — подкладка; *7* — бетонные опоры; *8* — металлические решетчатые опоры

Ледяное поле передвижного искусственного катка можно создавать замораживанием воды, налитой в поддон, в котором размещается трубная система из устойчивых против коррозии труб. При таком способе образования ледяного поля нагрузки на холодильную установку велики из-за сравнительно большого объема воды, которую необходимо заморозить. На крупных современных сооружениях стальная трубная система ледяного поля размещена внутри монолитной бетонной плиты *1* (рис. VIII—2) толщиной 120—140 мм. Такая конструкция долговечна, так как находящиеся в бетоне трубы практически не подвержены внешней коррозии. Наиболее подвержены коррозии места выхода трубных плетей из охлаждающей плиты в канале, поэтому укладка рас-

пределительных и сборных коллекторов также в слой бетона способствует долговечности сооружения. Трубы в бетонной плите укладывают на опоры из угловой стали *5*, бетонные *7* или металлические решетчатые *8* и крепят стальными хомутами *4* диаметром 6—8 мм с помощью сварки. Слой бетона над трубами (25—30 мм) армируется стальной сеткой *2* из круглых или квадратных прутков размером 6—12 мм с ячейкой 150—200 мм. Трубы при укладке тщательно нивелируют, чтобы поверхность охлаждающей плиты была строго горизонтальной (допускаемые отклонения ±3 мм), так как при разной толщине бетона над трубами увеличивается неравномерность температуры поверхности льда.

Трубные системы, по которым циркулирует охлаждающая среда, делят на ряд автономных ответвлений (в соответствии с дроблением общей площади охлаждающей плиты на самостоятельно работающие участки или еще мельче). На крупных сооружениях можно поддерживать искусственный лед по желанию только на конькобежной дорожке или на внутреннем поле; сама конькобежная дорожка в то же время состоит из нескольких автономных участков, выбор числа которых может определяться, например, допустимым сопротивлением при движении охлаждающей среды (обычно 3—4 членения).

Трубные системы холодоснабжения обязательно включают специальные вспомогательные линии, через которые можно дренировать каждую трубную батарею. Их используют также для периодической промывки рассольных систем. Последние включают также устройства для разведения, обработки и дозарядки рассола (баки-мешалки, фильтры, емкости, насосы).

Бетонная охлаждающая плита может быть охлаждена до —20°С (в период эксплуатации) или нагрета до 20—40°С (в период искусственного оттаивания льда или летом). При таком нагревании плита удлиняется на 0,009—0,0095 мм/(м·К), перемещаясь относительно нижележащих слоев основания. Для облегчения перемещения плиты *2* (рис. VIII—3) и предотвращения разрушающих деформаций ее укладывают на слой скольжения *6*, который состоит из защитных ограждений (листов рубероида, алюминиевой фольги, поливинилхлорида) и помещенного между ними слоя (1—2 мм) материала, обладающего малым коэффициентом трения: порошкообразного графита, талька, графитно-масляной эмульсии, специальных синтетических мастик, стандартных графитных смазок, загустевающих при низких температурах. Под слой скольжения иногда укладывают слой сухого промытого песка толщиной 2—3 см, а на слой скольжения — слой битума, перемешанного с песком (δ=40 см), или цементную стяжку *7*, прорезанную через каждые 6 м щелями шириной 30 мм, заполненными битумом *12*. Бетонирование охлаждающей плиты в прохладную погоду (5—8°С) уменьшает общую величину ее температурных перемещений.

Если охлаждающая плита расположена на сваях *15*, то это позволяет ей перемещаться при наклоне свай. Для этого сваи заключают в трубы большего диаметра, а пространство между сваей и трубой заполняют составом *12*, остающимся пластичным при низких температурах (рис. VIII—3, *б*). При перемещениях охлаждающей плиты трубные батареи также изменяют свое положение относительно магистральных трубопроводов. Компенсаторами такого перемещения могут быть соответствующим образом изогнутые трубы, соединяющие магистрали и коллекторы (см. рис. VIII—1).

Значительные температурные напряжения возникают на границе плиты с прилегающими конструкциями сооружения, а также между отдельными участками плиты, которые функционируют неодновременно. Вдоль таких границ устраивают температурные швы, заполняемые, например, тиоколовыми мастиками. Если основание снабжают слоем теплоизоляции *9* (рис. VIII—3, *г*), то особенно серьезное внимание уделяют мерам, предохраняющим изоляцию от разрушения, увлажнения и потери теплоизоляционных свойств. В этих целях теплоизоляционный слой отделяют от грунта или основания из крупноскелетных пород армированной железобетонной плитой *10* толщиной 125—150 мм. Поверх этой плиты укладывают слой асфальта толщиной до 40 мм. Изоляционный слой в основании искусственного катка может увлажняться потоком влаги как с теплой стороны (из грунта), так и со стороны охлаждающей плиты в период оттаивания льда. Поэтому пароизоляцию *8* устанавливают с обеих сторон теплоизоляционного слоя. Пароизоляция может состоять из нескольких слоев стеклорубероида или фольгоизола. Отдельные рулоны укладывают внахлестку и места соединения тщательно промазывают битумом. Преградой для проникновения влаги из атмосферы к изоляционному слою может служить слой скольжения.

Особые требования предъявляют к теплоемкости изоляции искусственного катка. Если есть опасность промерзания и деформации нижележащих слоев основания, то желательно сочетание малого коэффициента теплопроводности изоляции с возможно большей ее тепловой инерцией. Если теплоизоляционный слой расположен в свайной конструкции, приподнятой над поверхностью грунта, то опасность промерзания и разрушения основания отсутствует.

Для теплоизоляции основания катков наи-

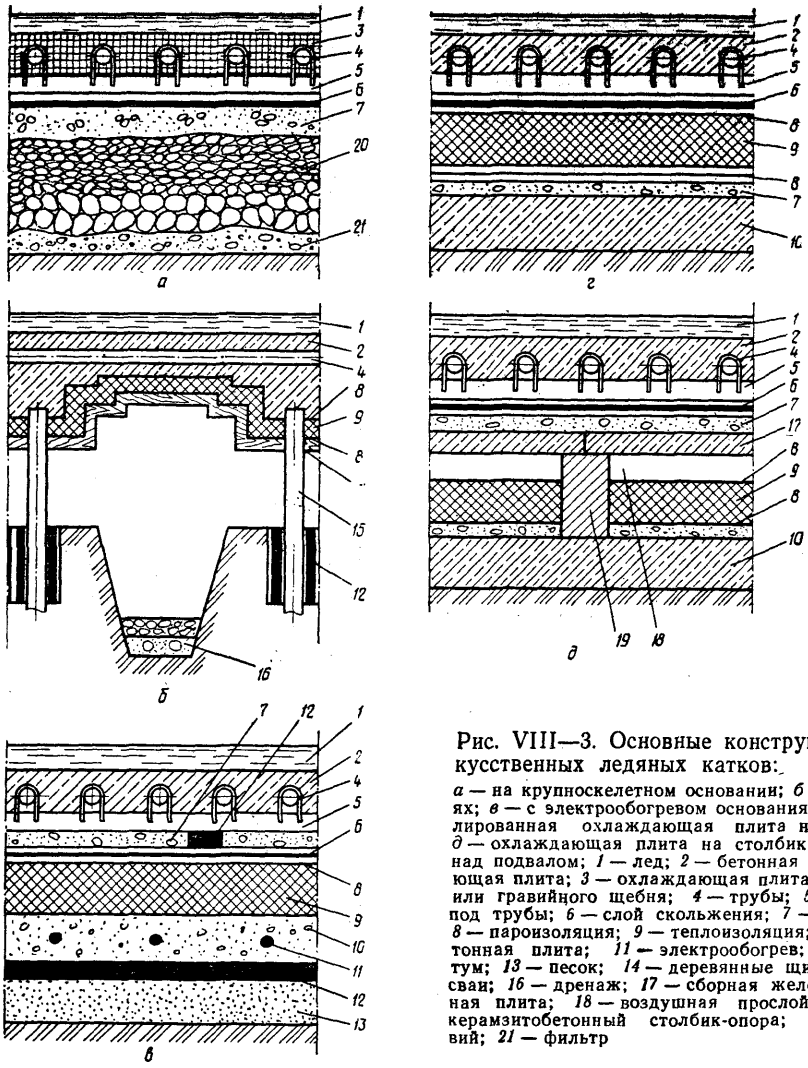


Рис. VIII—3. Основные конструкции искусственных ледяных катков:

а — на крупноскелетном основании; *б* — на сваях; *в* — с электрообогревом основания; *г* — изолированная охлаждающая плита на грунте; *д* — охлаждающая плита на столбиках-опорах над подвалом; *1* — лед; *2* — бетонная охлаждающая плита; *3* — охлаждающая плита из песка или гравийного щебня; *4* — трубы; *5* — опоры под трубы; *6* — слой скольжения; *7* — стяжка; *8* — пароизоляция; *9* — теплоизоляция; *10* — бетонная плита; *11* — электрообогрев; *12* — битум; *13* — песок; *14* — деревянные щиты; *15* — сваи; *16* — дренаж; *17* — сборная железобетонная плита; *18* — воздушная прослойка; *19* — керамзитобетонный столбик-опора; *20* — гравий; *21* — фильтр

более часто применяют пенополистиролы, пенополиуретаны, полужесткие минераловатные плиты и т. п.

Если есть опасность усадки теплоизоляционного материала под нагрузкой вышележащих слоев, то изоляцию укладывают между столбиками-опорами *19*, например, из керамзитобетона, поддерживающими сборную железобетонную плиту *17*, на которую укладываются все вышележащие слои. В этом случае между верхом изоляции и сборной плитой оставляют воздушную прослойку *18* толщиной до 50 мм, которая служит дополнительным тепловым сопротивлением (рис. VIII—3, *д*).

Если теплоизолируется охлаждающая плита, расположенная непосредственно на сваях, то изоляция поддерживается снизу деревянными щитами *14*, предварительно антисептированными и антипирированными (см. рис. VIII—3, *б*).

Конструкция нижележащих слоев основания зависит от механических и теплофизических процессов, происходящих при промерзании естественного грунта. Мелкодисперсные грунты — глинистые, пылеватые и супеси — промерзают, резко увеличиваясь в объеме и разрушая вышележащие слои основания. Такие грунты наиболее опасны для расположе-

ния на них охлаждающей плиты катка. Вспучивание интенсифицируется при высоком уровне грунтовых вод или насыщении основания влагой из окружающих слоев грунта.

Крупноскелетные грунты — гравий, крупный песок — даже при большой влажности замерзают без вспучивания. Не вспучиваются сухие основания — скальные, гравийные, из сухого песка. Поэтому при проектировании основания катка обязательна исчерпывающая информация об уровне грунтовых вод, способности их подниматься по капиллярам вверх к границе грунта, о характере грунта, его водосодержании, структуре, особенно однородности, механических (усадочность и т. д.) и теплофизических характеристиках. По этим данным рассчитывают распределение температуры в основании к концу периода непрерывной эксплуатации катка, продвижение границы промерзания в глубь основания. Если естественный грунт оказывается непригодным для устройства на нем катка, технико-экономическим расчетом выбирают безопасный вариант устройства основания.

Наиболее часто заменяют часть естественного грунта морозостойкими крупноскелетными породами (см. рис. VIII—3, *а*), устраивают электрообогрев основания (см. рис. VIII—3, *в*) или приподнимают охлаждающую плиту над уровнем земли на сваях или керамзитобетонных опорах (см. рис. VIII—3, *б*, *д*).

В первом случае естественное основание полностью перестраивают. Грунт убирают на расчетную глубину и устраивают под катком и вокруг него надежную дренажную систему, а также осуществляют другие мероприятия для предупреждения попадания влаги подземных источников и естественных осадков в конструкции основания: возводят подпорные стенки с надежной гидроизоляцией по периметру основания; прокладывают каналы для отвода воды по периметру ледяного поля. На подготовленной таким образом площади устраивают фильтр *21* толщиной 5—7 см из мелкого гравия или гравийно-песчаной смеси для фильтрации частичек глины и грязи, которые могут попадать в основание с влагой.

Затем по направлению к поверхности катка следует собственно основание из крупноскелетных пород: крупнозернистого сухого песка, щебня или гравия *20*. Предпочтительно применение морозостойкого невыветривающегося гравия. Плотность такого гравия 1600—1800 кг/м^3, содержание воды 1,5—3% по массе и теплопроводность в слое 0,35—0,7 Вт/(м·К). Гравий перед укладкой в основание промывают от грязи и глинистых частиц, засыпают послойно и каждый слой прокатывают до прекращения усадки.

Для нарушения капиллярной системы естественного грунта на фильтр укладывают слой толщиной 7—15 см из грубого гравия кусками размером 60—120 мм, а на него—основной слой гравия кусками размером 30—80 мм. Поверх гравия устраивают выравнивающую цементную стяжку *7* толщиной 50—100 мм. В таком виде основание готово к укладке на него вышележащих слоев.

Для наблюдения за охлаждением основания на наиболее характерных участках его (вдоль длинной оси поля и по периметру) устанавливают в трех-четырех точках по высоте термометры сопротивления.

При устройстве электрообогрева *11* для гидроизоляции и облегчения перемещения бетонной плиты *10* со стальными прутковыми нагревателями под воздействием изменения температуры между ней и естественным грунтом укладывают 0,5 м промытого сухого песка *13* и 0,1 м битума *12* (см. рис. VIII—3, *в*).

В свайной конструкции пространство между плитой и грунтом может проветриваться естественно или искусственно, например воздухом, нагретым в воздушных конденсаторах.

РАСЧЕТЫ ИСКУССТВЕННЫХ КАТКОВ

В теплотехническом расчете катка определяют производительность холодильного оборудования, достаточную для поддержания льда заданной температуры в наиболее теплое время периода эксплуатации, а также выбирают основные конструктивные и технологические параметры охлаждающей плиты — диаметр и шаг труб, толщину слоя материала над трубами, его теплопроводность, разность температуры теплоносителя в поле и конструкцию трубных батарей, обеспечивающих заданное качество поверхности льда.

При установившемся режиме работы холодильное оборудование должно компенсировать притоки теплоты к охлаждающей плите катка. Приток теплоты от окружающего воздуха

$$q_{конв} = \alpha_{конв} (t_в - t_л), \qquad (VIII—1)$$

где $t_в$ — температура воздуха; $t_л$ — температура поверхности льда.

В качестве температуры воздуха $t_в$ в зале принимают среднюю температуру его на достаточном удалении ото льда (для открытых катков — это средний максимум температуры расчетного, наиболее жаркого месяца эксплуатации).

Коэффициент теплоотдачи в случае естественной конвекции воздуха надо льдом (что характерно для катков в залах) определяется (рис. VIII—4) по формуле

$$\alpha_{конв} = 1{,}31 \sqrt[4]{t_в - t_л},$$

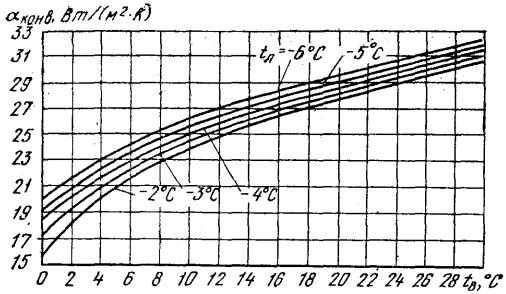


Рис. VIII—4 Коэффициент теплоотдачи от воздуха к поверхности льда (естественная конвекция)

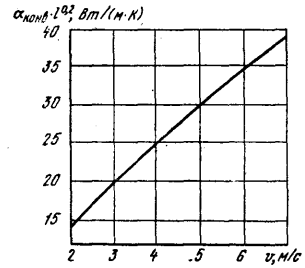


Рис. VIII—5. Коэффициент теплоотдачи от воздуха к поверхности льда (вынужденная конвекция) при $t_в = 10°С$

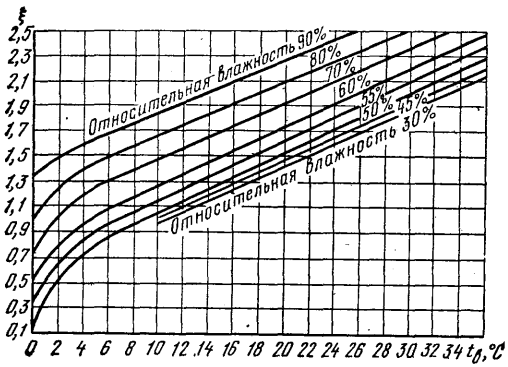


Рис. VIII—6. Коэффициент влаговыпадения при давлении 101,31 кПа

а в случае вынужденной конвекции (катки на открытом воздухе) — по формуле

$$\alpha_{конв} = 0{,}037 \left(\lambda_в / \nu_в^{0,8}\right) v_в^{0,8}\, l^{-0,2},$$

где $v_в$ — среднемесячная скорость ветра в расчетный месяц, l — линейный размер охлаждающей плиты в направлении движения воздуха.

При $t_в = 10°С$ $\alpha_{конв}$ можно найти по графику (рис. VIII—5).

Тепловой поток, связанный с конденсацией влаги из воздуха и замерзанием ее на поверхности льда, проще всего определить в сумме с теплопритоком от окружающего воздуха по выражению, аналогичному (VIII—1).

Однако в этом случае вместо $\alpha_{конв}$ пользуются величиной $\alpha'_{конв}$, учитывающей конденсацию и замерзание влаги.

$$q_{(конв+конд)} = \alpha'_{конв}(t_в - t_л) = \alpha_{конв}\,\xi\,(t_в - t_л),$$

где $\xi = \dfrac{[(i_в - i''_л) - (d_в - d''_л)\, i_л]}{c_{рв}(t_в - t_л)}$ — коэффициент влаговыпадания (рис. VIII—6); $i_в$, $i''_л$, $i_л$ — соответственно энтальпия воздуха над катком, энтальпия воздуха в состоянии насыщения при температуре поверхности льда, энтальпия льда; $d_в$, $d''_л$ — соответственно влагосодержание воздуха в потоке над катком и при температуре поверхности льда и полном насыщении.

Радиационный перенос теплоты к поверхности льда в закрытых залах происходит главным образом от трибун со зрителями и строительных конструкций.

$$q_{луч} = \alpha_{луч}(t_в - t_л),$$

где $\alpha_{луч}$ — радиационный коэффициент теплоотдачи к поверхности льда;

$$\alpha_{луч} = c\,\frac{\left(\dfrac{T_{огр}}{100}\right)^4 - \left(\dfrac{T_л}{100}\right)^4}{t_в - t_л};$$

$T_{огр}$ — средневзвешенная абсолютная температура поверхностей, окружающих каток (может быть принята равной абсолютной температуре воздуха $T_в$).

Приведенный коэффициент излучения c системы лед — окружающие поверхности определяется коэффициентом излучения поверхности льда

$$c \approx 5{,}67A,$$

где $A = 0{,}5$ — коэффициент поглощения слоя льда, намороженного на охлаждающей плите.

Окончательно

$$q_{луч} = 2{,}835\,[(T_в/100)^4 - (T_л/100)^4].$$

Величина $q_{луч}$ может быть определена по графику рис. VIII—7.

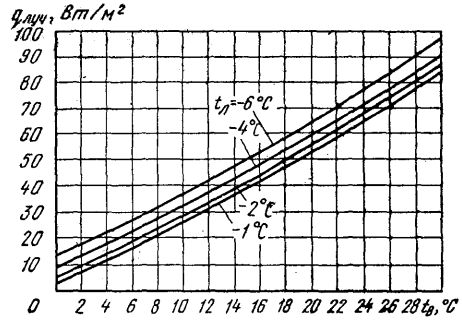


Рис. VIII—7. Теплопритоки лучеиспусканием ко льду от окружающих поверхностей

Поток теплоты от солнечной радиации

$$q_{рад} = Aq_R \cong 0{,}5q_R,$$

где q_R — максимальная суммарная радиация в расчетный месяц, падающая на горизонтальную поверхность.

Значение $A=0{,}5$ соответствует светлой поверхности бетонной плиты и достаточной чистоте воды, из которой приготовляют ледяной покров катка. Для открытых ледяных полей при постоянном загрязнении льда пылью величина A может достигать 0,7.

Для снижения теплопритоков от солнечной радиации охлаждающую плиту выполняют светлой, лучше всего путем использования цемента соответствующего цвета. Хорошие результаты дает также специальное подкрашивание нижних слоев льда красками, известковым молоком и др.

Теплопритоки от приборов освещения могут составлять значительную величину, особенно если соревнования транслируются по цветному телевидению.

$$q_{осв} = AN_{осв}nK/F_л,$$

где $N_{осв}$ — суммарная мощность источников освещения; n — лучистая составляющая полного теплового потока от светильников; $K=0{,}8\div0{,}9$ — коэффициент, учитывающий количество лучистой энергии, падающей непосредственно на лед; $F_л$ — площадь ледяной поверхности.

Значения n в зависимости от типа светильника приведены ниже.

Светильник	n
СЗЛ с лампой ЗН-3	0,43
То же, со стеклом	0,23
То же, с лампой мощностью 1000 Вт без стекла	0,52
СЗЛ открытого исполнения с лампой ДРЛ мощностью 450 Вт	0,18
ГС-500 с лампой ЗИ-8 мощностью 500 Вт	0,42
ГС-1000 с лампой ЗН-8 мощностью 1000 Вт	0,44

В тепловой расчет катка на грунте, имеющего форму прямоугольника со сторонами A и B, следует включать осредненную по площади катка величину теплопритоков из грунта за время τ от момента пуска катка до получения необходимого начального слоя льда (период намораживания)

$$q_{\tau\ расч} = 2q_{ц.расч}\varphi,$$

где $q_{ц.расч}$ — средняя по времени величина теплопритоков из грунта к центру охлаждающей плиты за время τ, определяемая по формулам (VIII—5), (VIII—6), (VIII—8), (VIII—9); φ — коэффициент формы катка;

$$\varphi = \frac{A/B+1}{\sqrt{A/\pi B}}.$$

К перечисленным основным теплопритокам могут быть добавлены значительно меньшие теплопритоки от трения коньков о лед, от охлаждения и замораживания воды при шлифовке ледяной поверхности и т. д., но они в значительной степени компенсируются аккумулирующей способностью охлаждающей плиты. Не принято учитывать также притоки теплоты в период дождя.

Величина удельной отводимой теплоты (с учетом эксплуатационных потерь в размере 10—15%) для закрытых тренировочных катков составляет 175—250 Вт/м², для демонстрационных катков 400—465, для открытых сооружений в условиях среднеевропейского климата 175—350, а функционирующих южнее (Медео) с сентября даже 580—640 Вт/м².

При проектировании демонстрационных и передвижных катков мощность холодильной установки может определяться расчетной продолжительностью намораживания льда. В среднем она составляет 22—26 ч, но в некоторых случаях может быть сокращена до 12—16 ч.

При определении расчетной минимальной температуры охлаждающей среды реальную конструкцию покрытия искусственного катка, которая в общем случае может состоять из нескольких разнородных материалов, в расчетах заменяют однородным, эквивалентным по термическому сопротивлению слоем, причем за основу следует брать материалы, уложенные между трубами (λ_1) (рис. VIII—8).

$$h_{экв} = (d/2) + \sum_{2}^{n} \delta_n (\lambda_1/\lambda_n) + \delta_л (\lambda_1/\lambda_л);$$

$$K = h_{экв} - d/2.$$

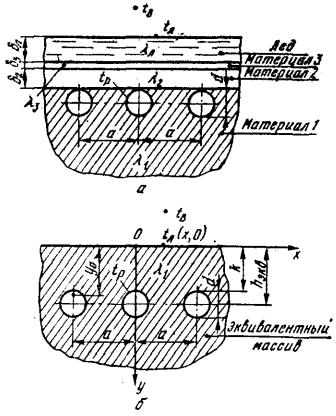


Рис. VIII—8. Разрез ледяного поля (*а*) и расчетная схема (*б*)

Уравнение температурного поля поверхности льда в случае равенства температуры всех труб в поперечном сечении имеет вид:

$$\Theta_1 = \frac{t_в - t_л(x,\,0)}{t_в - t_р} = \frac{\ln \dfrac{\operatorname{ch}\dfrac{2\pi}{a}\left(y_0 + 2\dfrac{\lambda_1}{\alpha_э}\right) - \cos\dfrac{2\pi}{a}x}{\operatorname{ch}\dfrac{2\pi}{a}y_0 - \cos\dfrac{2\pi}{a}x}}{c}; \quad \text{(VIII—2)}$$

Здесь:

$$c = 2\left\{\ln\left[\operatorname{th}\frac{\pi}{a}\left(K + \frac{\lambda_1}{\alpha_э} + d\right) + \operatorname{th}\frac{\pi}{a}\left(K + \frac{\lambda_1}{\alpha_э}\right) + 2\sqrt{\operatorname{th}\frac{\pi}{a}\left(K + \frac{\lambda_1}{\alpha_э} + d\right)\operatorname{th}\frac{\pi}{a}\left(K + \frac{\lambda_1}{\alpha_э}\right)}\right] + \ln\operatorname{ch}\frac{\pi}{a}\left(K + \frac{\lambda_1}{\alpha_э} + d\right) + \ln\operatorname{ch}\frac{\pi}{a}\left(K + \frac{\lambda_1}{\alpha_э}\right) - \ln\operatorname{sh}\frac{\pi}{a}d\right\}; \quad \text{(VIII—3)}$$

$$y_0 = \frac{a}{2\pi}\left\{\ln\left[\operatorname{ch}\frac{\pi}{a}\left(2K + d + 2\frac{\lambda_1}{\alpha_э}\right) + \sqrt{\operatorname{sh}\frac{2\pi}{a}\left(K + \frac{\lambda_1}{\alpha_э} + d\right)\operatorname{sh}\frac{2\pi}{a}\left(K + \frac{\lambda_1}{\alpha_э}\right)}\right] - \ln\operatorname{ch}\frac{\pi}{a}d\right\} - \frac{\lambda_1}{\alpha_э}. \quad \text{(VIII—4)}$$

Эффективный коэффициент теплоотдачи $\alpha_э$, входящий в (VIII—2)—(VIII—4) и учитывающий все виды поступлений теплоты к охлаждающей плите со стороны окружающего воздуха Σq (кроме теплоты из основания), определяется по выражению $\alpha_э = \Sigma q/(t_в - t_л)$. Значения Θ_1, вычисленные по формуле (VIII—2) приведены в приложении 2.

Требуемую температуру охлаждающей среды $t_р$ можно найти по известному значению Θ_1 в зависимости от температуры воздуха над катком.

$$t_р = t_в - [t_в - t_л(x,\,0)]/\Theta_1(x,\,0).$$

Относительная температура и соответственно температура хладагента, или хладоносителя, резко падает по мере увеличения толщины слоя материала и льда над трубами, поэтому эти слои следует поддерживать минимальными, необходимыми для нормальной эксплуатации катка.

Для приближенных (погрешностью в несколько градусов) расчетов температуры охлаждающей среды или средней температуры поверхности льда $t_{л.ср}$ вместо (VIII—2) можно пользоваться более простой формулой

$$\Theta_{ср} = \frac{t_в - t_{л.ср}}{t_в - t_р} = \frac{2\pi\lambda_1}{a\alpha_э \ln\left[\dfrac{2a}{\pi d}\operatorname{sh}\left(2\pi\,\dfrac{h_{экв} + \lambda_1/\alpha_э}{a}\right)\right]}.$$

Температура льда в любой точке поля для случая чередования в поперечном сечении катка труб с разной температурой определяется по формуле

$$t_л(x,\,0) = t_в - \Theta_1(t_в - t_р) - \Theta_2\Delta t_р,$$

где Θ_2 — относительная разность температур, учитывающая неравенство температур соседних труб (табл. VIII—1).

Расчет конструкции основания заключается в том, что для различных вариантов рассчитывают положение нулевой изотермы по истечении желаемого срока непрерывной эксплуатации τ, оценивают возможность замерзания влаги в слоях основания и их пучения, а также время, необходимое для полного оттаивания конструкции. Затем из технически равноценных вариантов на основании экономичес-

Таблица VIII—1

Относительная разность температур θ_2 $(x, 0)$ *(толщина бетона над трубами 30 мм)*

Эффективный коэффициент теплоотдачи $\alpha_э$, Вт/(м²·К)	Толщина слоя льда $\delta_л$, м	Расстояние x от оси трубы, м			
		0	0,045	0,055	0,100
Трубы наружным диаметром 32 мм					
9,304	0,03	0,3056	0,3680	0,3896	0,4524
10,467	0,03	0,2823	0,3441	0,3660	0,4286
	0,04	0,2870	0,3352	0,3520	0,4005
	0,05	0,2899	0,3276	0,3420	0,3796
13,956	0,03	0,2522	0,3138	0,3354	0,3987
16,282	0,03	0,2353	0,2961	0,3178	0,3815
Трубы наружным диаметром 38 мм					
8,141	0,02	0,3072	0,3629	0,4080	0,4130
10,467	0,02	0,2830	0,3390	0,3778	0,3910
16,282	0,02	0,2385	0,2931	0,3326	0,3460
18,608	0,02	0,2300	0,2802	0,3189	0,3326

Примечание. Расстояние между трубами $a = 0{,}1$ м.

кого сравнения выбирают наиболее приемлемую конструкцию. При этом рассчитывают температурный режим каждого типа оснований.

Если охлаждающая плита расположена на влажном грунте, но имеются данные, что грунт не вспучивается, либо слой изоляции подобран так, что граница промерзания за время эксплуатации катка не проникает в глубь грунта, то приближенно глубину промерзания неизолированного грунта в самом неблагоприятном месте — под центром катка — находят по формуле

$$h_\infty = \sqrt{\frac{2\lambda_м (t_0 - t_р)\,\tau}{Q_0}}\,(\sqrt{1+\vartheta^2} - \vartheta),$$

где

$$\vartheta = \frac{1}{\sqrt{2\pi}}\,\frac{t_г - t_0}{\sqrt{t_0 - t_р}} - \sqrt{\frac{\lambda_т}{\lambda_м}\,\frac{c_{vт}}{Q_0}}\;;$$

τ — время от начала работы катка;

$$Q_0 = \rho_{ск}\,\frac{W}{100}\,33{,}49 \cdot 10^4.$$

Под средней температурой грунта $t_г$ перед первоначальным пуском катка в эксплуатацию понимают среднегодовую температуру воздуха в данной местности. После включения катка в работу начинается охлаждение грунта, а температура $t_г$ сохраняется неизменной лишь на некоторой глубине, неодинаковой для различных географических пунктов, но не превышающей 10 м и называемой поясом постоянной температуры. Температура массива перед последующими циклами работы катка зависит от полноты оттаивания основания в перерывах между этими циклами. Такое периодическое полное оттаивание основания весьма важно, так как в противном случае развивается промерзание или охлаждение основания. Теплоприток из грунта к центру охлаждающей плиты составит

$$q_{ц.расч} = \frac{\sqrt{2\lambda_м (t_0 - t_р)\,Q_0}}{\sqrt{\tau}\,(\sqrt{1+\vartheta^2} - \vartheta)}. \quad \text{(VIII—5)}$$

Неизолированные основания катков быстро промерзают, для их полного оттаивания требуется длительное время (2 мес после 3 мес непрерывной эксплуатации). Поэтому эти осно-

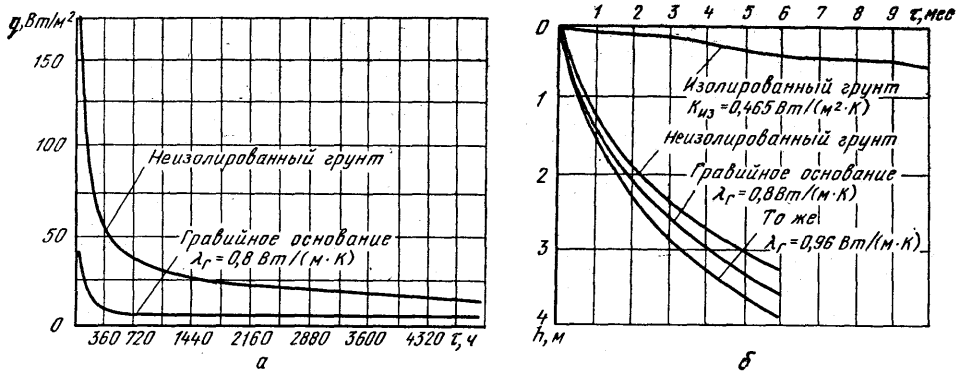


Рис. VIII—9. Динамика процессов охлаждения основания:
а — теплопритоки из основания к охлаждающей плите; *б* — продвижение нулевой изотермы

вания неприемлемы для закрытых стационарных тренировочных и тем более демонстрационных катков. Их следует проектировать лишь для сезонно работающих катков, например открытых, эксплуатируемых в условиях мягкой зимы, и передвижных, сборно-разборных. Теплоизоляция нижней поверхности охлаждающей плиты резко замедляет промерзание и снижает теплопритоки из грунта. В этом случае глубину промерзания $h_{из.г}$ и теплопритоки к плите определяют по формуле

$$h_{из.г} = \sqrt{h_{\infty}^2 + S^2} - S,$$

где

$$S = \lambda_м \frac{\delta_{из}}{\lambda_{..э}} .$$

$$q_{ц.расч} = \frac{\lambda_м Q_0}{\tau (\sqrt{1+\vartheta^2} - \vartheta)^2} \times$$

$$\times \left[\sqrt{B\tau + \left(\frac{\delta_{из}}{\lambda_{из}}\right)^2} - \frac{\delta_{из}}{\lambda_{из}} \right], \quad \text{(VIII}$$

где

$$B = \frac{2(t_0 - t_р)}{Q_0 \lambda_м} (\sqrt{1+\vartheta^2} - \vartheta)^2.$$

Такое основание, эксплуатирующееся непрерывно в течение 3 мес, промерзает всего на 12—15 см (рис. VIII—9), а грунт под катком оттаивает полностью через 10 дней после выключения холодильной установки. Все это удовлетворяет условиям работы демонстрационных полей, так как их, как правило, эксплуатируют более короткими циклами, но крытые тренировочные катки такой конструкции не следует эксплуатировать непрерывно более 3—4 мес, так как их нежелательно отеплять в течение длительного времени. Для быстрого намораживания льда на демонстрационном катке важно также, что тепловой поток из грунта невелик (5,8—9,5 Вт/м²). Максимальные теплопритоки к краям поля больше теплопритоков к центру катка (рис. VIII—10). Для поддержания одинаковой температуры поверхности льда в пределах поля стандартных размеров охлаждающая плита должна быть больше поля на 0,5—0,8 м.

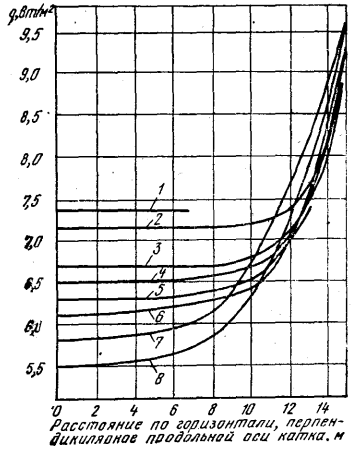


Рис. VIII—10. Тепловой поток из грунта к изолированной охлаждающей плите:
1 — через 0,5 мес после начала работы холодильной установки; *2* — через 1 мес; *3* — через 3 мес; *4* — через 6 мес; *5* — через 9 мес; *6* — через 12 мес; *7* — через 21 мес; *8* — через 29 мес

Распределение температуры под центром основания изолированного катка на влажном грунте в стационарном состоянии определяют по уравнению

$$\frac{t(0,\ y)-t_в}{t_р-t_в}=\pi\ (\beta_1 e^{-\xi}-\beta_2 e^{-3\xi}),$$

где

$$\operatorname{sh}\xi=\frac{y}{a};\quad \beta_1=\Delta_1/\Delta;\quad \beta_2=\Delta_2/\Delta;$$

$$\Delta_1=\frac{\pi}{\nu}+0{,}6857;$$

$$\Delta_2=0{,}1778;$$

$$\Delta=\left(\frac{\pi}{\nu}\right)^2+3{,}3525\ \frac{\pi}{\nu}+1{,}7334;$$

$$\nu=\frac{\lambda_{из}a}{\delta_{из}\lambda_г};$$

Здесь a — полуширина катка.

Расчеты и наблюдения показывают, что даже для сооружений сравнительно небольшой ширины (например, конькобежная дорожка), расположенных в закрытых помещениях с постоянной положительной температурой, промерзание стабилизируется на большой глубине — 5—7 м. Таким образом, при длительной работе катка теплоизоляция не предотвращает промерзания грунта. Вместе с тем для катка, работающего периодически, можно рассчитать толщину изоляции, при которой нулевая изотерма за промежуток времени $\tau_{кр}$ не покинет нижней поверхности слоя изоляции.

Толщину изоляции $\delta_{из}$ находят из уравнения

$$\frac{t_р}{t_г}=\frac{-\lambda_т}{\lambda_{из}}\sqrt{\frac{a_{из}}{a_т}}\,e^{\frac{1}{4}\rho_1^2\left(\frac{1}{a_{из}}-\frac{1}{a_т}\right)}\times$$

$$\times\frac{\operatorname{erf}\left(\dfrac{\rho_1}{\sqrt{4a_{из}}}\right)}{\operatorname{erf}\left(\dfrac{l\rho_1}{\delta_{из}\sqrt{4a_т}}\right)-\operatorname{erf}\left(\dfrac{\rho_1}{\sqrt{4a_т}}\right)},$$

где

$$\rho_1=\frac{\delta_{из}}{\sqrt{\tau_{кр}}};$$

l — глубина расположения пояса постоянной температуры грунта.

Однако при достаточно продолжительной работе ледяного поля потребуется нереальная толщина теплоизоляционного слоя.

Если охлаждающая плита лежит на основании из сухих вспучивающихся материалов, то такое основание может быть снабжено теплоизолирующим слоем. Но так как мероприятия, предотвращающие изоляцию от увлажнения и разрушения, дороги и требуют тщательного исполнения, считается, что катки, эксплуатирующиеся непрерывно достаточно длительный срок, при достаточном времени для полного оттаивания желательно по возможности не теплоизолировать. При этом из-за увеличивающихся теплопритоков несколько удлиняется пуск катка, но затем теплопритоки из грунта стабилизируются и через месяц составляют 5,8—7,0 Вт/м² (см. рис. VIII—9).

Расчеты охлаждения сухих оснований выполняют по закономерностям для полуограниченного тела:

$$\theta=\frac{t(x,\ y)-t_р}{t_г-t_р}=$$

$$=\frac{\operatorname{erf}\left(\dfrac{1}{2\sqrt{\mathrm{Fo}_y}}\right)}{\operatorname{erf}\left(\dfrac{1}{2\sqrt{\mathrm{Fo}_l}}\right)},\qquad \text{(VIII—7)}$$

где $t(x,\ y)$ — температура на любой глубине y под охлаждающей плитой спустя время τ после пуска катка в работу; $\mathrm{Fo}_y=a\tau/y^2$; $\mathrm{Fo}_l=a\tau/l^2$ для глубины l расположения пояса постоянной температуры.

Средний приток теплоты за период времени τ

$$q_{ц.расч}=\frac{\sqrt{\lambda_с\rho}\ (t_г-t_р)}{\sqrt{\pi\tau}\operatorname{erf}\left(\dfrac{1}{2\sqrt{\mathrm{Fo}_l}}\right)}.\qquad \text{(VIII—8)}$$

Если основание выполняют многослойным, в том числе и со слоем изоляции, в качестве теплофизических характеристик материала основания можно пользоваться в (VIII—7), (VIII—8) средневзвешенными величинами:

$$\lambda_m=\frac{\Sigma\delta_i}{\Sigma\dfrac{\delta_i}{\lambda_i}};\quad c_m=\frac{\Sigma c_i\delta_i}{\Sigma\delta_i};\quad \rho_m=\frac{\Sigma\rho_i\delta_i}{\Sigma\delta_i},$$

где λ_i, c_i, ρ_i, δ_i — теплофизические характеристики и толщина отдельных материалов, составляющих многослойное основание.

Слой гравия на действующих сооружениях составляет 1,2—2,0 м, и для многих районов такая конструкция основания может оказаться слишком дорогой.

Рассмотренные выше конструкции полностью не могут предохранить основания катка от промерзания при приемлемой толщине слоев изоляции и непучинистых материалов. Только цикличность работы сооружения, включая периоды оттаивания грунта, может предотвратить прогрессирующее промерзание. Однако длительные перерывы в работе катков, особенно тренировочных в закрытых сооружениях, нежелательны. Имеется, кроме того, тенденция располагать под ледяным полем универсальных спортивных залов складские помещения. В этих случаях проектируют основание катка, приподнятое над естественным грунтом. Температурное поле в такой конструкции сравнительно быстро стабилизируется, поэтому рассчитывают ее работу только в стационарном режиме. Толщина теплоизоляционного слоя подбирается такой, чтобы удельный поток тепла к охлаждающей плите не превышал 8—12 Вт/м².

$$q_{\text{расч}} = \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{р}}}{\frac{\delta_{\text{из}}}{\lambda_{\text{из}}} + \Sigma \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}}, \quad \text{(VIII—9)}$$

где $\alpha_{\text{в}}$ — коэффициент теплоотдачи от воздуха к нижней поверхности основания.

При этом на нижней поверхности конструкции основания не должен образовываться конденсат.

СХЕМЫ И КОНСТРУКЦИИ СООРУЖЕНИЙ С ИСКУССТВЕННЫМ ЛЬДОМ

Ниже приведены описания схем и конструкций наиболее характерных сооружений с искусственным льдом.

Олимпийский комплекс в г. Гренобле (Франция) включает открытые конькобежную дорожку и поле для катания общей площадью 8970 м² и расположенное внутри крытого зала стандартное хоккейное поле (60×30 м). Насосно-рециркуляционная система непосредственного охлаждения с использованием аммиака в качестве рабочего тела является традиционной для аналогичных сооружений, построенных в других городах Европы: Инцеле, Инсбруке, Девентере, Амстердаме. Чтобы избежать замасливания аппаратов и испарителей системы, установлены поршневые компрессоры фирмы «Зульцер», у которых цилиндр не смазывается маслом.

Системы охлаждения и машинные отделения для открытой ледяной площади и закрытого поля раздельные. Каждая система (рис. VIII—11) включает один циркуляционный ресивер (он же — отделитель жидкости) и несколько аммиачных насосов. Кратность циркуляции принята равной 5—6. Открытая ледяная площадь эксплуатируется с 15 декабря по 15 мар-

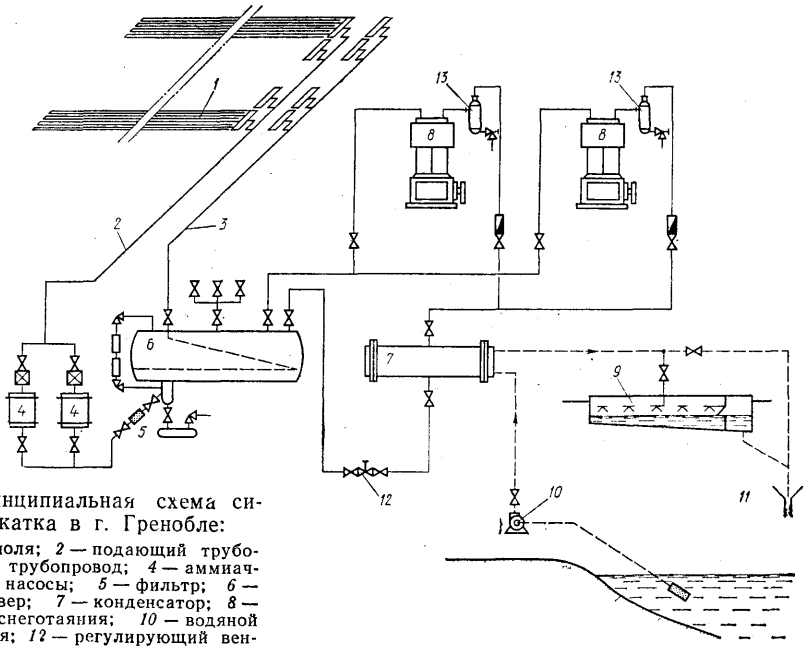


Рис. VIII—11. Принципиальная схема системы охлаждения катка в г. Гренобле:

1 — трубные батареи поля; *2* — подающий трубопровод; *3* — обратный трубопровод; *4* — аммиачные циркуляционные насосы; *5* — фильтр; *6* — циркуляционный ресивер; *7* — конденсатор; *8* — компрессор; *9* — яма снеготаяния; *10* — водяной насос; *11* — канализация; *12* — регулирующий вентиль; *13* — маслоотделитель

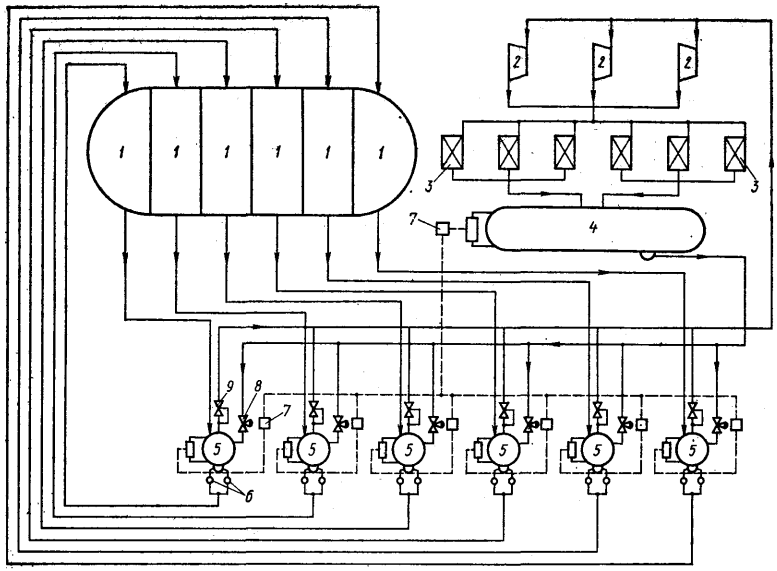


Рис. VIII—12. Насосно-циркуляционная схема охлаждения катка «Валле Ховин» (Осло) с использованием в качестве рабочего тела R12:

1 — автономные секции охлаждающей плиты; *2* — турбокомпрессоры; *3* — воздушные конденсаторы; *4* — линейный ресивер; *5* — циркуляционные ресиверы; *6* — фреоновые насосы; *7* — пневматические управляющие устройства; *8* — регулирующие клапаны с пневмоприводом; *9* — автоматические вентили постоянного давления

та. Приближенная расчетная величина теплопритоков к ледяной поверхности на открытом воздухе в этот период равна 430 Вт/м², однако общая установленная холодопроизводительность шести компрессоров составляет 4520 кВт (при температурах кипения и конденсации —7 и 22°С) в расчете на наиболее теплые дни.

Компрессоры имеют устройства для ступенчатого снижения холодопроизводительности до 50% максимальной (т. е. всего 12 ступеней изменения холодопроизводительности для открытой площади). Регулирование системы ведется по датчику, уложенному в бетонную охлаждающую плиту вровень с поверхностью. Охлаждающая трубная система открытой ледяной площади состоит из труб диаметром 25×2 мм, расположенных с шагом от 70 до 85 мм. Принята схема трубных батарей с прямоточным движением охлаждающей среды. Для выравнивания сопротивления трубных плетей разной длины использованы диафрагмы. Охлаждающая плита катка расположена на грунте. Ледяное поле внутри крытого зала может использоваться в течение всего года. Его обслуживают два компрессора К-90-1А фирмы «Зульцер» общей холодопроизводительностью 870 кВт (при температурах кипения и конденсации —7 и 22°С). Охлаждающая система состоит из труб диаметром 27×2,6 мм, уложенных на расстоянии 80 мм вдоль длинной стороны поля. Основание крытого катка покоится на четырех железобетонных опорах, забитых в грунт на 16—24 м.

Каток «Валле Ховин» в Осло — самый большой в настоящее время—общей площадью льда 13 000 м². При проектировании его впервые для открытого катка большой площади выбрана насосно-циркуляционная система непосредственного охлаждения с использованием в качестве рабочего тела R12 (рис. VIII—12). Каток рассчитан для работы в период с 15 октября по 30 марта, когда удельные теплопритоки к ледяной площади не превышают 267 Вт/м². В машинном отделении, расположенном под трибунами, установлено три центробежных компрессора холодопроизводительностью 1160 кВт (при температуре кипения и конденсации —12 и 35°С) каждый.

Для уменьшения падения давления при движении кипящего холодильного агента выбрана прямоточная схема трубных батарей, а трубные плети уложены поперек катка и имеют длину 76 м. Однако при этом при желании эксплуатировать только конькобежную дорожку в работу должна быть включена вся площадь катка. Охлаждающие батареи выполне-

ны из труб диаметром 51×3 мм, уложенных с шагом 90 мм. Трубная система разделена на шесть секций, каждая из которых обслуживается индивидуальным горизонтальным циркуляционным ресивером, выполняющим одновременно функции отделителя жидкости, и двумя фреоновыми насосами.

При частичном облучении площади катка солнцем имеется возможность поддерживать разную температуру кипения в каждой секции при помощи автоматических вентилей постоянного давления (автоматических дросселей по давлению «до себя») на паровых линиях циркуляционных ресиверов. Регулирование производительности турбокомпрессоров производится по той секции поля, для которой требуется наинизшая температура кипения. Нормальный уровень жидкости в циркуляционных ресиверах автоматически удерживается реле уровня, которые через пневматические управляющие устройства воздействуют на регулирующие клапаны с пневмоприводом. Уровень жидкости в линейном ресивере также контролируется с помощью реле уровня, связанного с реле уровня на циркуляционных ресиверах.

Почти весь холодильный агент в системе сосредоточен на стороне низкого давления. Суммарная вместимость циркуляционных ресиверов составляет 125 м² и обеспечивает высокую надежность при различных режимах работы системы, исключая возможность их переполнения.

Грунтовые условия в районе катка неблагоприятны (высокий уровень грунтовых вод, глинистый грунт). Поэтому охлаждающая плита расположена на сваях и отделена от естественного грунта, как показано на рис. VIII—3, *б*. Нижняя поверхность плиты теплоизолирована. Пространство между грунтом и охлаждающей плитой проветривается воздухом, нагреваемым в воздушных конденсаторах.

Дворец спорта «Юбилейный» в г. Ленинграде включает демонстрационный и тренировочный катки с ледяным полем размерами 61×30 м, предназначенные для круглогодичного использования.

В машинном зале, максимально приближенном ко всем потребителям, установлено две холодильные машины ФУУ-350/2 и две машины ФУ-175/2 общей холодопроизводительностью при стандартных условиях 1220 кВт. Холодильный агент R12. Холодоноситель — 26%-ный раствор хлористого кальция. Суммарная потребная холодопроизводительность станции, необходимая для поддержания льда на обоих катках и снабжения холодным рассолом системы кондиционирования воздуха, значительно больше холодопроизводительности установленных машин.

Избыточный теплоприток в часы максимальной нагрузки покрывается из аккумулятора холода вместимостью 200 м³, аккумуляционная способность которого 4650 кВт при температурах холодного и отепленного рассола соответственно —18 и 6°С (рис. VIII—13). Аккумулирование осуществляется в период между зрелищами, когда приток теплоты уменьшается. Зарядка и разрядка аккумулятора холода происходят самопроизвольно в зависимости от соотношения притока и поглощения теплоты. Наличие аккумулятора позволяет сделать более ритмичной работу холодильных машин. Кроме того, аккумуляция в охлаждающей системе позволяет осуществлять быстрый переход от высокой температуры льда к низкой.

Отпадает потребность в расширительном баке, батареи ледяных полей находятся под постоянным избыточным давлением.

Рассольные батареи выполнены с промежуточным коллектором из труб диаметром 38×3 мм и шагом 100 мм. Трубные плети уложены вдоль короткой стороны демонстрационного катка, а на тренировочном поле, площадь которого всегда используется полностью,— вдоль длинной.

Приняты меры для сокращения коррозии трубопроводов от атмосферных воздействий и агрессивного воздействия охлаждаемого рассола. Трубные плети объединены групповыми коллекторами, которые, как и промежуточные, заделаны в бетон. Каждый групповой коллектор соединен с магистралью лишь одним патрубком без каких-либо гибких вставок, так что количество мест, наиболее подверженных атмосферной коррозии, максимально сокращено. Воздух удаляется непосредственно из высших точек промежуточных и групповых коллекторов.

Основания катков выполнены на сваях и подняты над землей. Охлаждающая плита может перемещаться относительно нижележащих слоев основания по слою скольжения, составленному двумя слоями гидроизола, пересыпанными тальком. Охлаждающие плиты катков изолированы в разной степени. Демонстрационное поле, которое следует часто и быстро трансформировать, выполнено малоинерционным (изоляция из 12 см пеностекла); тренировочное поле, которое эксплуатируется почти непрерывно, изолировано 18 см битумоперлита так, чтобы средние теплопритоки от грунта не превышали 3% общей величины теплопритоков к полю.

Высокогорный спортивный комплекс Медео — самый южный ледовый стадион мира, общая площадь искусственного льда составляет 10 500 м². Срок эксплуатации спортивного комплекса Медео—с августа — сентября по апрель включительно.

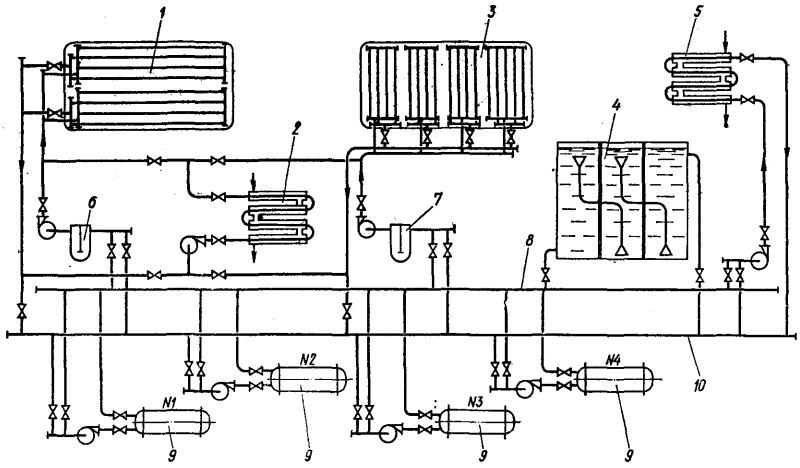


Рис. VIII—13. Принципиальная схема системы охлаждения катков Дворца спорта «Юбилейный» в г. Ленинграде:

1 — тренировочный каток; *2* — теплообменник-подогреватель рассола; *3* — демонстрационный каток; *4* — бак-аккумулятор; *5* — теплообменник-охладитель воды для системы кондиционирования воздуха; *6, 7* — фильтры-смесители; *8* — магистральный трубопровод холодного рассола; *9* — испарители; *10* — магистральный трубопровод отепленного рассола

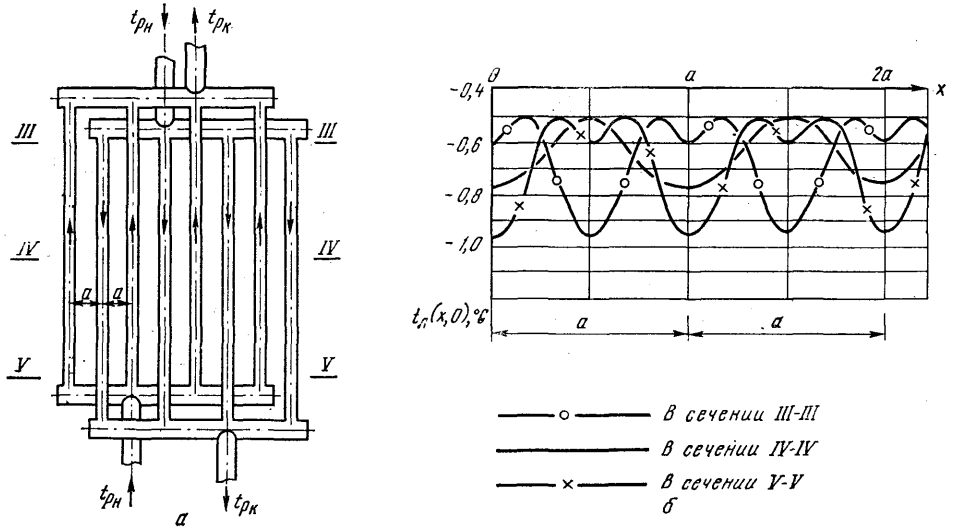


Рис. VIII—14. Равномерность температуры поверхности льда катка Медео $t_л(x, 0)$ (разность температуры рассола в поле $t_{р_н} - t_{р_к} = 3°C$):

а — схема укладки труб; *б* — распределение температур в охлаждающей среде

Мощность холодильной установки и режим ее работы выбраны из условия поддержания льда в наиболее жаркий период только в пределах конькобежной дорожки.

Для работы катка в период максимальных теплопритоков имеются две установки с центробежными компрессорами ХТМФ-348/1 (R12) холодопроизводительностью 2560 кВт каждая с возможностью регулировать последнюю автоматически от 100 до 50%. В период зимних оттепелей при теплопритоках к поверхности льда 87—155 Вт/м^2 в работу включаются две холодильные машины ХМ22ФУ-400/2 (R22). Система охлаждения конденсаторов закрытая, с циркуляцией воды через конденсатор и теплообменник, где последняя охлаждается водой из реки, протекающей вблизи катка.

Схема охлаждения с промежуточным теплоносителем. Особое внимание обращено на качество искусственного льда. Теплотехнический расчет элементов охлаждающей плиты выполнен так, чтобы разность температуры поверхности льда при начальной толщине его и максимальных теплопритоках не превышала 0,5°С (рис. VIII—14), а в оттепель приближалась к качеству естественного льда в лучших природных условиях.

Трубные батареи из труб диаметром 32×3 мм собраны по схеме (рис. VIII—1, *д*) со встречным движением рассола, применение которой позволило увеличить разность температуры рассола в поле и резко уменьшить производительность рассольных насосов. Расстояние между трубами в батареях конькобежной дорожки: 78 мм для средней дорожки длиной 396 м, 70 мм для наружной дорожки длиной 428 м, 85 мм для внутренней дорожки длиной 364 м для создания разной скорости движения рассола в трубах и увязки сопротивления батарей с различной длиной трубных плетей без установки дросселирующих устройств.

Среди многих мероприятий по обеспечению долговечности элементов системы охлаждающих устройств особое место занимает защита трубных батарей и арматуры от атмосферной коррозии созданием трещиностойкой охлаждающей плиты. Для обеспечения перемещения охлаждающей плиты по основанию в плоскости скольжения устроен слой скольжения из поливинилхлоридных пленок, обработанных графитным порошком. Основание естественного катка Медео насыпное, содержит непромерзающие коренные породы и вспучивающиеся грунты, поэтому одной из главных задач является защита его от промерзания и пучения.

По технико-экономическим соображениям (с учетом доступности гравия и невозможности устройства свай из-за валунов очень большого размера) принят вариант искусственного основания из морозостойких материалов (см. рис. VIII—3, *а*). Толщина слоя гравия в основании 1,5 м, основание включает также теплоизоляционный слой из 0,25 м пенополистирола.

Такая конструкция основания надежно защищает его от промерзания и вспучивания и не препятствует полному оттаиванию основания к началу очередного сезона эксплуатации.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

A — коэффициент поглощения, либо линейный размер, м;
a — линейный размер, м, либо температуропроводность, м^2/с;
B — линейный размер, м, либо вспомогательная величина, м^{4}К^{2}с/Дж^2;
C — приведенный коэффициент излучения, Вт/(м^2·К^4), либо вспомогательная величина;
c, c_p — удельная теплоемкость, Дж/(кг·К);
c_v — объемная теплоемкость, Дж/(м^3·К);
d — линейный размер, м, либо влагосодержание воздуха, кг/кг;
F — площадь, м^2;
Fo — число Фурье;
h — линейный размер, м;
i — удельная энтальпия, Дж/кг;
K — коэффициент, либо линейный размер, м;
l — линейный размер, м;
N — мощность, Вт;
n — лучистая составляющая теплового потока;
Q — теплота замерзания грунта, Дж/м^3;
q — плотность теплового потока, Вт/м^2;
S — вспомогательная величина, м;
T — абсолютная температура, К;
t — температура, °С;
$t(x, y)$ — температура в точке с координатами x и y, °С;
v — скорость, м/с;
w — массовая влажность грунта, %;
x — координата, м;
y — координата, м;
y_0 — вспомогательная величина, м;
α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2·К);
β — вспомогательная величина;
Δ — вспомогательная величина;
δ — линейный размер, м;
Θ — относительная разность температур;
$\Theta(x, 0)$ — относительная разность температур в точке с координатами x и 0;
ϑ — вспомогательная величина;
λ — теплопроводность, Вт/(м·К);
ν — кинематическая вязкость, м^2/с либо вспомогательная величина;
ξ — коэффициент влаговыпадения, либо вспомогательная величина;
ρ — плотность, кг/м^3;
ρ_1 — вспомогательная величина, м/с^{0,5};
τ — интервал времени, с;
φ — коэффициент формы;

Индексы

0 — замерзание грунта;
1, 2, 3, ..., *i*, ..., *n* — порядковый номер;
∞ — при достаточно длительном времени;
в — воздух;
г — грунт;
из — изолированный, теплоизоляция;
к — конечный;
конв — конвективный;
конд — конденсация влаги;
кр — критический;
л — лед;
луч — лучистый;
м — мерзлый грунт;
н — начальный;
огр — ограждения, поверхности;
осв — осветительные приборы;
р — рассол, хладоноситель;
рад — радиационный;
расч — расчетный;
ск — скелет грунта;
ср — средний;
т — талый грунт;
ц — центр катка;
э — эффективный;
экв — эквивалентный;
l — на глубине *l*;
m — средневзвешенный;
R — радиационный;
y — на глубине *y*;
τ — за время τ;
′ — состояние насыщения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Курылев Е. С., Лихтенштейн Э. Л.* Некоторые вопросы расчета температурного поля искусственного катка — В кн.: «Холодильная техника и технология», вып. 11, Киев, «Техника», 1971.

2. *Лихтенштейн Э. Л.* К расчету температурного поля искусственного катка.— «Холодильная техника», 1969, № 11, с. 30—35.

3. *Лихтенштейн Э. Л.* Моделирование двухмерного температурного поля под холодильными сооружениями.— В кн.: «Холодильная техника и технология», вып. 11, Киев, «Техника», 1971.

4. *Лихтенштейн Э. Л., Астапов Э. А., Беккергун А. Л.* и др. Рекомендации по проектированию инженерного оборудования искусственных катков, Л., 1972, 42 с.

5. *Мигдал И. Д., Лихтенштейн Э. Л.* Искусственные катки Дворца спорта «Юбилейный» в г. Ленинграде, «Холодильная техника», 1969, № 6, с. 19—22.

6. *Справочник* по климату СССР, Л., Гидрометеоиздат, 1969.

7. *Хаскинд М. Д.* Температурное поле в грунте под изоляцией холодильника, «Известия АН СССР, ОТН», 1958, № 10.

8. *Deyle W.,* Der Bau von Kunsteisbahnen.— "Kältetechnik", 1962, 14, N 1.

9. "*Kunsteisbahnen* — Ban und Betrieb", "Deutsche Bauzeitschrift", N 5, 1969.

ГЛАВА IX
ОПРЕСНЕНИЕ СОЛЕНОЙ ВОДЫ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Холодильные методы опреснения соленой воды и разделения водных растворов основаны на вымораживании воды из раствора либо на образовании из него газовых гидратов. Различают следующие методы: естественное замораживание; искусственное замораживание через теплопередающую поверхность; вакуумное замораживание воды вблизи тройной точки; контактное замораживание холодильным агентом, не смешивающимся с водой; кристаллогидратный.

Холодильные методы опреснения соленой воды основаны на том, что при замораживании кристаллы льда образуются из молекул воды, а соли и примеси остаются в незамерзшем рассоле. Концентрированный рассол покрывает тонкой пленкой кристаллики льда, размеры которых 0,1—0,4 мм, а также заполняет межкристаллические полости, и его трудно отделить от льда. Концентрация соли в расплаве кристаллов составляет 20—50% концентрации исходного раствора.

Для получения питьевой воды (с концентрацией всех солей, равной 0,05%) кристаллы льда после отделения от рассола промывают пресной водой. Таким образом, опреснение холодильными методами включает процессы: льдообразование (или гидратообразование); отделение льда от рассола; плавление льда (гидратов).

Для опреснения соленой воды используют дистилляционные, холодильные и мембранные опреснители. По сравнению с дистилляционными опреснителями холодильные имеют следующие преимущества: меньшая коррозия, отсутствие накипеобразования, более высокая термодинамическая эффективность и меньшие капитальные затраты. Недостатки холодильных опреснителей — более сложное оборудование и трудность отмывания кристаллов льда (гидратов) от рассола.

По сравнению с мембранными опреснителями (основанными на электродиализе и обратном осмосе) холодильные опреснители характеризуются следующими преимуществами: не требуется тщательная предварительная очистка воды, нечувствительность к составу и концентрации примесей; большая степень извлечения пресной воды (вплоть до предельного разделения исходной соленой воды на воду и соль). Метод замораживания применяют также для концентрирования пищевых жидкостей (фруктовые соки, молоко, вино, пиво и др.) и для очистки сточных вод. По сравнению с дистилляционными и мембранными методами перспективные холодильные методы пока еще менее распространены, несмотря на их преимущества.

Холодильные опреснители работают в режимах: 1) опреснение с умеренным концентрированием рассола (до 7—9%); 2) опреснение с глубоким концентрированием рассола (до 23—26% и выше вплоть до насыщения соли); 3) опреснение с глубоким концентрированием рассола и выдачей соли. 4) опреснение с выдачей соли (частный случай предельного разделения исходного раствора на воду и соль).

При расчете и анализе процессов опреснения пользуются такой характеристикой, как коэффициент извлечения пресной воды из соленого раствора. В общем случае применительно ко всем режимам опреснения

$$\pi = 1/(1 - S_1)\, g_1 = 1 - $$

$$- [(1 - S_2)/(1 - S_1)]\, (g_2/g_1), \qquad \text{(IX—1)}$$

где g_1, g_2 — соответственно удельные (на 1 кг опресненной воды) массы исходного раствора и остаточного рассола (насыщенного или ненасыщенного); S_1, S_2 — массовые концентрации исходного раствора и остаточного рассола (насыщенного или ненасыщенного).

Для 1-го и 2-го режимов

$$\pi = (S_2 - S_1)/S_2\,(1 - S_1). \qquad \text{(IX—2)}$$

В уравнениях (IX—1) и (IX—2) принято, что солесодержание опресненной воды $S_0 = 0$.

Если $S_0 \neq 0$, то уравнение (IX—2) имеет вид

$$\pi = (S_2 - S_1)\,(1 - S_0)/(S_2 - S_0)\,(1 - S_1). \qquad \text{(IX—3)}$$

Оптимальный коэффициент извлечения определяют при термоэкономической оптимизации установки.

Термодинамическую эффективность (эксергетический КПД) опреснителей определяют отношением минимальной работы дифференциального процесса разделения W_{min} (протекающего при соответствии температуры про-

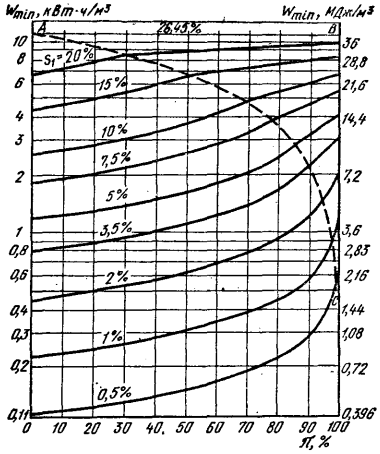


Рис. IX—1. Минимальная работа W_{min} опреснения и разделения растворов NaCl (на 1 т опресненной воды) при T_0=298 К в зависимости от солености исходного раствора S_1 и коэффициента извлечения π

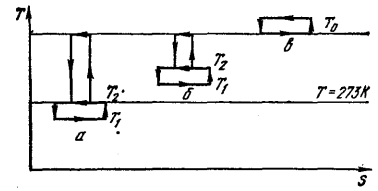


Рис. IX—2. Теплонасосные опреснительные циклы на диаграмме температура-энтропия, реализующие одноступенчатый процесс разделения раствора:

а — замораживающий; *б, в* — холодильный и теплоиспользующий кристаллогидратные

цесса переменной равновесной концентрации опресняемого раствора) ко всей действительно подведенной работоспособной энергии $W_д$

$$\eta = W_{min}/\Sigma W_д. \qquad (IX—4)$$

При обратимом разделении раствора на пресную воду и рассол W_{min} не зависит от метода опреснения, а зависит от температуры среды, солености исходного раствора и коэффициента извлечения пресной воды и повышается при увеличении их (рис. IX—1).

Геометрическим местом точек, соответствующих тому коэффициенту извлечения $\pi_{нас}$, при достижении которого и начиная с которого опреснение раствора происходит на кривой насыщения солй (заэвтектическая кривая), является кривая *AC*. Область левее *AC* относится к опреснению раствора с выдачей опресненной воды и рассола, область правее *AC* — к разделению раствора с выдачей опресненной воды, соли и насыщенного рассола, ордината π=100 относится к предельному разделению раствора на опресненную воду и соль. Линия *AB* — минимальная работа разделения насыщенного раствора NaCl (26,45% при 298 К), которая не зависит от π.

Технически опреснение — процесс одноступенчатый. В отличие от полностью обратимого дифференциального процесса одноступенчатый процесс разделения проводят при температуре, равновесной только концентрации сбрасываемого рассола.

Холодильные методы опреснения являются теплонасосными (рис. IX—2). Изменение температуры при обратимом переносе теплоты вызвано понижением температур замораживания и гидратообразования из-за присутствия солей.

Минимальная работа W теоретического одноступенчатого холодильного процесса разделения соленого раствора

$$W = W_1 + W_2 = \lambda\,[(T_2 - T_1)/T_1]\,(T_0/T_2);$$

$$W_1 = \lambda\,(T_2 - T_1)/T_1;\ W_2 = W_1\,(T_1 - T_2)/T_2, \qquad (IX—5)$$

где W_1 — работа обратимого переноса теплоты с температурного уровня кипения холодильного агента T_1 на уровень его конденсации T_2 (или, что то же самое, при отсутствии разностей температур в аппаратах при теплопередаче, с уровня льдообразования соленого раствора на уровень плавления пресного льда); W_2 — работа переноса теплоты, эквивалентной работе первого контура, на температурный уровень окружающей среды, т. е. работа второго холодильного контура; T_0 — температура окружающей среды; λ — теплота замораживания либо гидратообразования; T_2—T_1 — температурная депрессия из-за присутствия солей.

Таким образом, в холодильных процессах (даже в случае выполнения их обратимым путем) все тепловыделения необходимо отвести в окружающую среду с затратой работы, т. е. принципиально необходим второй контур отвода теплоты.

ЕСТЕСТВЕННОЕ ЗАМОРАЖИВАНИЕ

Природный холод используют для опреснения соленой воды в районах, в которых зимой чередуются отрицательные ночные и положительные дневные температуры воздуха. Бетонные бассейны, расположенные террасами, заполняют опресняемой водой слоем до 0,2 м. За ночь на поверхности образуется слой льда

толщиной 1—2 см. Днем оставшийся рассол спускают в нижний бассейн, а лед опускается на дно. С повышением температуры лед тает и опресняется. Первые порции талой воды, обогащенной солями, сбрасывают в нижний бассейн, а последующие порции более пресной воды направляют в водохранилище. Процесс происходит циклически, изо дня в день, с получением пресной воды из каждого бассейна. Способ оправдан при условии, что низкие температуры удерживаются 5—6 ч в сутки. Выход пресной воды составляет 5—7 л на 1 м² площади бассейна при изменении температуры от —5 до +5°С.

В районах, где среднесуточная температура воздуха зимой ниже —3°С, проводят послойное намораживание соленой воды в ледяные бунты толщиной 2,5—4 м с последующим их оттаиванием весной и летом при создании определенного теплового режима. Такая обработка 1 м³ соленой воды позволяет получить около 0,7 м³ опресненной воды, себестоимость которой 0,4—2,1 руб/м³.

Природные полярные льды со временем опресняются (многолетние льды менее солены, чем молодые — однолетние). Соленость льда определяется скоростью замерзания воды, которая зависит от температуры воздуха. Чем ниже температура воздуха, тем выше соленость льда. Наиболее интенсивно опресняется лед при температуре воздуха 0,5—4°С. При таянии льда в этих условиях рассол из верхних слоев передвигается в нижние, опресняя лед. Многолетний лед айсбергов применяют для обеспечения некоторых приморских районов пресной водой.

При благоприятных климатических условиях опреснение естественным замораживанием благодаря простоте и дешевизне конструкции иногда экономически выгодно. Недостатки метода: низкая производительность из-за использования рассеянной энергии природного холода, плохая управляемость, зависимость от сезонности, приводящая к большим затратам для сооружения аккумулирующих емкостей (для обеспечения круглогодичной работы опреснителя).

ИСКУССТВЕННОЕ ЗАМОРАЖИВАНИЕ ЧЕРЕЗ ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩУЮ ПОВЕРХНОСТЬ

Этот метод применяют в небольших установках, например для опреснения и очистки воды на транспорте, в небольших поселках или для концентрирования пищевых жидкостей (фруктовые соки, виноматериалы, молоко, пиво, кофе и др.). Из-за больших расходов энергии (72—114 МДж на 1 м³ пресной воды) и значительных капитальных затрат метод искусственного замораживания используют в тех случаях, когда энергетические и экономические требования уступают соображениям надежности, компактности, качества и т. д.

Для реализации этого метода служат вымораживающие опреснители соленой воды

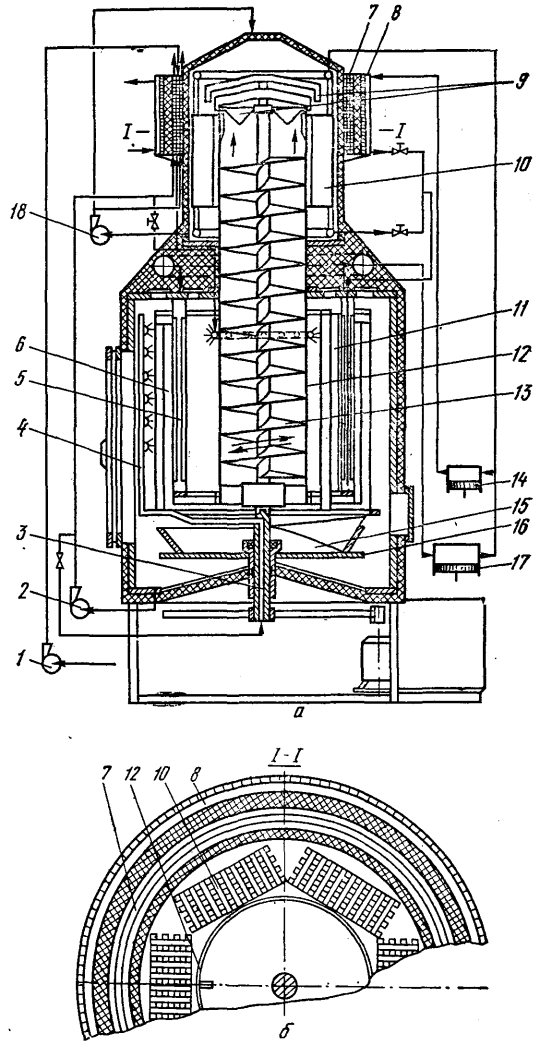


Рис. IX—3. Вымораживающий опреснитель-концентратор ВОК-12:

1 — насос исходного раствора; *2* — насос концентрированного рассола; *3* — полый вал; *4* — коллектор; *5* — кристаллизатор; *6, 11* — ножи; *7* — теплообменник; *8* — дополнительный конденсатор; *9* — скребок; *10* — конденсатор-плавитель льда; *12* — сепаратор льда от рассола; *13* — шнек; *14* — компрессор II ступени; *15* — загребная лопасть; *16* — поддон; *17* — компрессор I ступени; *18* — насос пресной воды

(рис. IX—3), которые можно использовать и как концентраторы пищевых жидкостей.

Техническая характеристика опреснителя ВОК-12

Производительность по опресненной воде, м³/сут	12
Коэффициент извлечения пресной воды π	0,3—0,8
Солесодержание опресненной воды, %, не более	0,05—0,1
Масса, т	3
Габаритные размеры опреснительного блока, м	
диаметр	1,36
высота	3,51
Площадь, занимаемая установкой, м²	12
Удельный расход электроэнергии, МДж на 1 м³ опресненной воды	75,6

Исходный раствор насосом *1* подают в трехщелевой пластинчато-ребристый теплообменник *2* и охлаждают в нем уходящими из опреснителя опресненной водой и остаточным рассолом до 2°С. Затем раствор после смешения с рециркуляционным рассолом подают в виде тонкой пленки на внутреннюю льдообразующую поверхность цилиндрического кристаллизатора *5*. Оставшуюся часть рециркуляционного рассола подают через полость вала *3* в трубчатый коленчатый коллектор *4* и разбрызгивают на внешнюю льдообразующую поверхность кристаллизатора *5*. Лед, намороженный на внешних поверхностях кристаллизатора вследствие кипения во внутренней его полости R12 при —10÷—15°С, срезают ножами *6* и *11* и из перфорированного поддона *16*, на который он падает под действием силы тяжести, загребной лопастью *15* подают в вертикальный сепаратор *12*. При перемещении вверх с помощью шнека *13* ледяная масса отделяется от рассола и промывается противоточным потоком пресной воды. На верхнем срезе сепаратора *12* лед вращающимся скребком *9* разбрасывается над верхней частью пластинчато-ребристого конденсатора-плавителя льда *10* и разжижается до концентрации 15—20% рециркуляционной пресной водой. Льдоводяную суспензию прокачивают насосом *18* через щелевое пространство конденсатора-плавителя, лед плавится, конденсируя в смежных щелях при 8°С холодильный агент. Пресную воду выводят через теплообменник *7*, другую часть рециркулируют в верхнюю часть для промывки. Концентрированный рассол насосом *2* из днища установки сбрасывают через теплообменник *7*, оставшуюся часть рециркулируют на наружную льдообразующую поверхность кристаллизатора и на смешение с исходным раствором.

В основном холодильном контуре между кристаллизатором *5* и конденсатором-плавителем *10* компрессор I ступени *17* сжимает холодильный агент, тепловой небаланс установки компенсирует дополнительный контур, составленный из компрессора II ступени *14* и дополнительного пластинчато-ребристого конденсатора *8*. Холодильный агент конденсируется в щелевом кольцевом пространстве этого конденсатора при 24°С вследствие теплообмена с циркулирующей через смежное щелевое пространство охлаждающей водой.

ВАКУУМНОЕ ЗАМОРАЖИВАНИЕ ВБЛИЗИ ТРОЙНОЙ ТОЧКИ

Способ опреснения основан на том, что кипение в вакууме при параметрах вблизи тройной точки раствора сопровождается его замораживанием. Теплота парообразования отбирается от раствора, вызывая льдообразование. При выделении 1 кг водяного пара образуется около 7,5 кг льда. Водяной пар затем сжимают и конденсируют на льду, предварительно промытом от рассола, вызывая его плавление. Конденсация пара и плавление льда протекают при параметрах вблизи тройной точки для чистой воды. Роль агента для основного холодильного и одновременно опреснительного контура играет водяной пар. Отвод теплопритоков, поступающих в опреснитель, на температурный уровень окружающей среды осуществляет дополнительный холодильный цикл (см. рис. X—2, *а*).

Преимущества вакуумного замораживания: контактный теплообмен при замораживании воды и плавлении льда; применение воды в качестве холодильного агента. Недостаток — необходимость создания значительного вакуума и связанные с этим жесткие требования к герметичности установки, а также большие объемы сжимаемого водяного пара.

Схема вакуумного замораживающего опреснителя фирмы Колт (США) производительностью 400 м³ пресной воды в сутки представлена на рис. IX—4. Исходную соленую воду освобождают от воздуха в деаэраторе *1*, охлаждают в предварительном теплообменнике *3* путем теплообмена с уходящими из установки пресной водой и рассолом и затем впрыскивают в кристаллизатор *4*, в котором поддерживают давление около 426,6 Па. Часть воды испаряется, вызывая замораживание около 30—40% оставшейся воды. Льдообразование активизируют мешалкой, увеличивающей межфазную поверхность пар — жидкость. Водяные пары отделяют от капелек рассола в сепараторе, сжимают вакуум-

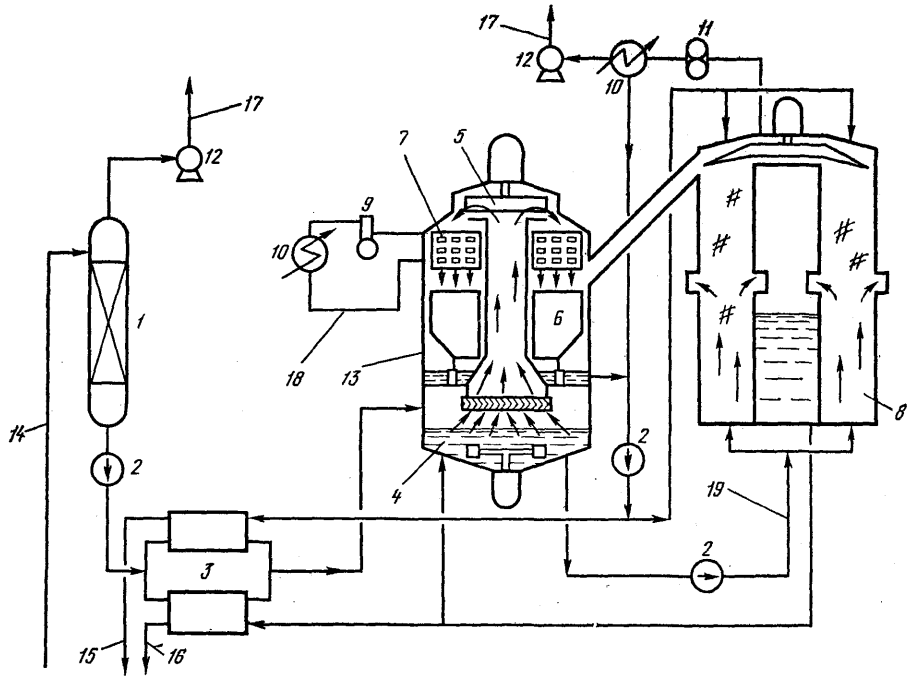


Рис. IX—4. Схема вакуумного вымораживающего опреснителя фирмы Колт (США):
1 — деаэратор; *2* — насосы; *3* — теплообменники; *4* — кристаллизатор; *5* — вакуумный компрессор; *6* — плавитель; *7* — конденсатор водяного пара; *8* — промывочная колонна; *9* — аммиачный компрессор; *10* — конденсатор; *11* — вакуумный бустер-насос; *12* — вакуумный насос; *13* — гидроконвертер; *14* — ввод исходной соленой воды; *15* — вывод пресной воды; *16* — вывод концентрированного рассола; *17* — сброс воздуха; *18* — поток аммиака; *19* — поток льдоводяной суспензии и рассола

ным компрессором *5* до 640 Па и затем направляют в плавитель льда *6*. Льдорассольную суспензию из кристаллизатора направляют в промывочную колонну *8*. Рассол, просачиваясь через ледяной слой, поднимает его и затем фильтруется через решетки, расположенные на боковых поверхностях наружной и внутренней труб. В верхней части колонны движущийся вверх пористый ледяной поршень промывают от рассола. Лед скрепером выгружают через наклонный желоб на вращающийся барабан (с частотой вращения 0,05 $с^{-1}$) плавителя *6*.

Сжатый водяной пар поступает в плавитель сверху и конденсируется на массе льда, вызывая его плавление. При вращении барабана лед разравнивается для увеличения поверхности теплообмена. Пресную воду из плавителя через теплообменник выводят в качестве продукта, а часть ее (5—10%) используют для промывки. Часть рассола из промывочной колонны рециркулируют в кристаллизатор, другую часть через теплообменник сбрасывают из установки. Дополнительный холодильный контур состоит из змеевикового конденсатора-испарителя *7*, компрессора *9* и конденсатора *10*. Излишек водяного пара, который не может быть сконденсирован имеющимся количеством льда, конденсируется на поверхности конденсатора-испарителя *7*, температуру кипения аммиака внутри которого поддерживают не ниже —4°С (во избежание намораживания льда на трубах).

Присутствие воздуха в опреснителе увеличивает давление нагнетания компрессора и ухудшает тепломассопередачу в плавителе. Система вывода воздуха состоит из вакуумного бустер-насоса *11*, конденсатора *10* и поршневого или ротационного вакуум-насоса *12*. Воздух и газы из плавителя поступают через наклонную трубу для льда в промывочную колонну и отсасываются бустер-насосом, сжимаясь в нем от 640 до 1467 Па. Водяные пары конденсируют, пресную воду отводят как конечный продукт, а воздух вакуум-насосом выбрасывают в атмосферу.

Компрессор центробежный, частота вращения вала 48,3 $с^{-1}$, эффективный КПД 60%. Для уменьшения гидравлических сопротивле-

ний и достижения компактности компрессор скомпонован вместе с кристаллизатором, плавителем и испарителем-конденсатором в одном аппарате — гидроконвертере *13* (высота 6 м, диаметр 4 м). Степень повышения давления в компрессоре наряду с перепадом давления вследствие наличия солей определяется движущими силами процессов замораживания воды и плавления льда:

$$\varepsilon = (610{,}61 + \Delta\Pi)/(p_3 - \Delta K), \qquad (IX—6)$$

где 610,61 Па — давление тройной точки для чистой воды; ΔK — полная движущая сила процесса замораживания в кристаллизаторе, Па; $\Delta\Pi$ — полная движущая сила процесса плавления в плавителе, Па; p_3 — равновесное давление замораживания соленого раствора, Па.

Причем

$$\Delta K = \Delta_1 + \Delta_2,$$

где Δ_1 — движущая разность давлений при замораживании раствора; Δ_2 — потери давления при движении пара через сепаратор жидкости и всасывающий тракт компрессора (~20 Па).

$$\Delta\Pi = \Delta_3 + \Delta_4,$$

где Δ_3 — движущая разность давления при плавлении льда; Δ_4 — парциальное давление воздуха в плавителе.

При перемешивании суспензии в кристаллизаторе лопастной мешалкой коэффициент теплопередачи, отнесенный к единице площади поверхности раздела водной фазы, составляет около 46,5 кВт/(м²·°С). При рециркуляции раствора с разбрызгиванием его через форсунки в паровом пространстве кристаллизатора возрастает межфазная поверхность газ —жидкость и коэффициент теплопередачи увеличивается до 174,4 кВт/(м²·°С). В фонтанирующем кристаллизаторе лед производится в основном в паровой зоне. Ледяные кристаллы при этом получаются крупнее, что повышает производительность промывочной колонны. Сравнение эффективности кристаллизаторов при различных способах перемешивания суспензии приведено в табл. IX—1.

Таблица IX—1

Характеристики кристаллизаторов

Способ перемешивания	Расход энергии, МДж/м³	Полная движущая сила процесса замораживания в кристаллизаторе ΔK, Па	Удельная производительность, кг/с·м²	Размеры кристаллов, мм		Удельная производительность промывочной колонны, кг/(с·м²)
				диаметр	толщина	
Лопастной мешалкой	1,8	80	0,208	0,12	0,025	0,278
Разбрызгиванием рассола в паровом пространстве	2,16	33	0,486	0,27	0,090	0,69—0,97

В плавителе водяной пар омывает верхний разравниваемый слой льда. $\Delta\Pi$ составляет 53,3 Па, $\Delta_4 = 13 \div 20$ Па, удельная производительность — 0,5 кг/(с·м²) верхней поверхности ледяного слоя.

Промывочная колонна имеет внутреннюю дренажную трубу. Высота колонны 6,4 м, диаметр 4,26 м, удельная производительность по льду 0,97 кг/с·м².

Расход энергии в установке составляет 43,2 МДж на 1 м³ опресненной воды. Вакуумный компрессор потребляет 16,92, дополнительная холодильная машина — 16,2, гидроконвертер и промывочная колонна — 4,32, насосы — 3,6, система вывода воздуха — 2,16 МДж/м³. Установка полностью автоматизирована.

Отделение льда от рассола производят в основном в промывочных колоннах непрерывного действия (дренажных и вытеснительных).

В дренажной колонне суспензию (массовая доля льда 10—20%) направляют в нижнюю часть, лед всплывает и на некотором уровне образует пористый ледяной слой, а рассол сбрасывают через фильтровальную сетку, размещенную в нижней или боковой части колонны. Поднимаясь, ледяная масса пронизывается противоточно пресной водой, которая, дренируясь через ледяной слой под действием силы тяжести, промывает его от рассола. Чистый лед из верхней части колонны скрепером направляют в плавитель. В дренажной колонне из-за малой скорости подъема кристаллов

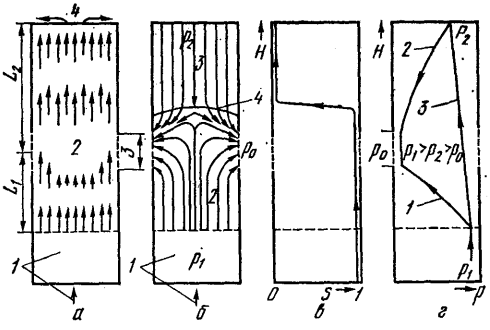


Рис. IX—5. Гидромеханика промывочной колонны:

а — движение льда: *1* — лед в суспензии; *2* — движущийся ледяной поршень; *3* — зона фильтрации; *4* — зона сброса льда скрепером; *б* — поток рассола в суспензии *1*, в ледяном поршне *2* и в промывочной воде *3*, крона рассола *4*; *в* — изменение концентрации соли по высоте колонны; *г* — изменение давления рассола *1*, промывочной воды *2* и твердой фазы *3* льда или гидратов по высоте колонны

(около 0,3 мм/с) производительность по льду невелика (около 0,278 кг/с·м^2).

В вытеснительной колонне дренаж рассола из ледяной массы дополнен вытеснением его пресной водой, замещающей рассол в промежутках между кристаллами. Колонна полностью затоплена водой. Лед собирается в пористый слой высотой L_1 под дренажной сеткой, расположенной на боковой поверхности стенки, и на высоту L_2 над сеткой (рис. IX—5). При стационарной работе L_1 и L_2 постоянны, а промытый лед выходит непрерывно и равномерно. Под ледяным слоем поддерживают давление p_1. Рассол, фильтруясь сквозь нижнюю часть слоя, сбрасывается через дренажную сетку, за которой поддерживают давление p_0. Воду для промывки подают сверху при давлении p_2, и она, фильтруясь через верхнюю часть движущегося слоя, вытесняет из его пор рассол. Промывочная вода заполняет весь свободный объем пористого слоя. В идеальном случае при равномерном движении слоя промывочная вода, вытесняя рассол, не теряется и уровень раздела пресной воды и рассола постоянен. В реальных условиях, однако, уровень раздела нестабилен, что приводит к потере пресной воды (5—10% производительности по пресной воде).

Устойчивая работа колонны достигается поддержанием постоянных давлений $p_1 > p_2 > p_0$. Расход рассола и пресной воды при их фильтровании через ледяной слой пропорционален перепаду давлений в направлении течения и проницаемости льда в соответствии с законом Дарси:

$$V = K\Delta pF/\mu H, \qquad \text{(IX—7)}$$

где V — расход жидкости, м^3/с; K — удельная проницаемость слоя, м^2; Δp — разность давлений, Па; F — площадь поверхности фильтрования, м^2; μ — динамическая вязкость жидкости, Па·с; H — толщина фильтрующего слоя, м.

Проницаемость слоя зависит от размера частиц льда, их формы, агрегирования частиц и особенно от уплотнения слоя. Она изменяется в широких пределах — от 10^{-2} до 10^{-10} м^2.

Для сферических частиц проницаемость K (в см^2) можно определить, пользуясь уравнением

$$d_э = (1 - \varepsilon)\left[\frac{180 \cdot K}{\varepsilon^3}\right]^{\frac{1}{2}}, \qquad \text{(IX—8)}$$

где $d_э$ — эквивалентный диаметр частицы (диаметр сферы, имеющей ту же поверхность, что и частица), см; ε — пористость слоя (отношение объема пор к объему слоя).

Производительность вытеснительной колонны значительно выше, чем дренажной, а размеры ее в 3—4 раза меньше. В вытеснительных колоннах (по сравнению с дренажными) промывают кристаллы льда меньших размеров (до 100—150 мкм).

Общая проницаемость ледяного слоя увеличивается при рыхлении его верхней поверхности скрепером с зубчатой нижней поверхностью. Для увеличения производительности колонны применяют скрепер такой формы, чтобы при его вращении в ледяном слое получалась глубокая V-образная воронка.

КОНТАКТНОЕ ЗАМОРАЖИВАНИЕ С ПОМОЩЬЮ ХОЛОДИЛЬНОГО АГЕНТА, НЕ СМЕШИВАЮЩЕГОСЯ С ВОДОЙ

В качестве агента используют малорастворимые в воде бутан, изобутан или их смеси, метиленхлорид, фреоны (R114, R115, RC-318 и др.).

Принципиальная схема опреснителя фирм Струзерс, Блоу-Нокс (США), работающего по двухступенчатому холодильному циклу, представлена на рис. IX—6. В аппаратах используют контактную теплопередачу с малой разностью температур (около 1—2°С); при этом достигаются высокое энергетическое совершенство и низкая стоимость установки. Исходный раствор деаэрируют, охлаждают в теплообменнике *13* выходящими холодными рассолом и пресной водой и направляют в кристаллизатор *4*, в котором его перемешивают с жидким изобутаном, кипящим при давлении несколько ниже атмосферного и температуре около —5,5°С. Часть воды из раствора замораживается. Суспензию льда (около 15%) и незамерзшего рассола разделяют в промывочной колонне *5*. Лед плавят в конденсаторе-плавителе *6*.

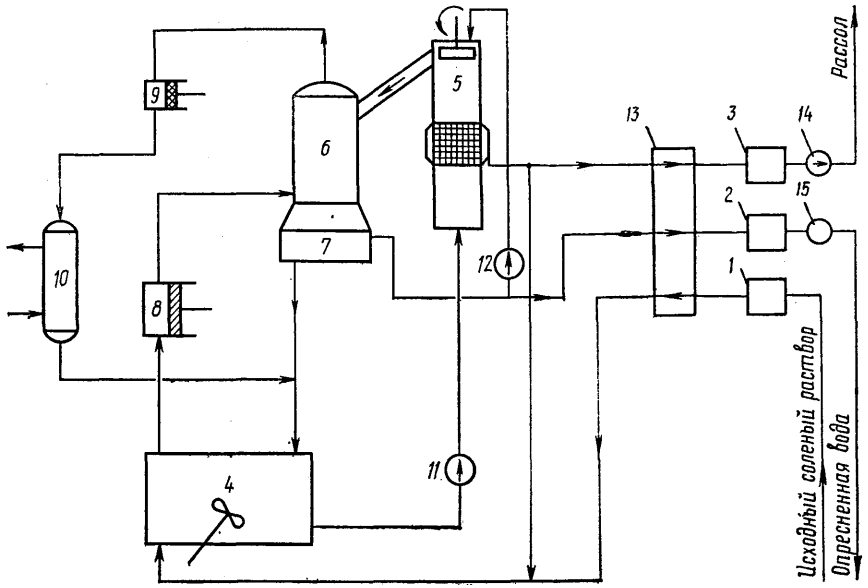


Рис. IX—6. Принципиальная схема контактного замораживающего (кристаллогидратного) опреснителя:

1 — деаэратор исходного раствора; *2, 3* — дегазаторы опресненной воды и рассола; *4* — кристаллизатор; *5* — промывочная колонна; *6* — конденсатор-плавитель; *7* — отстойник; *8* — основной компрессор; *9* — дополнительный компрессор; *10* — дополнительный конденсатор; *11, 12, 14, 15* — насосы; *13* — теплообменник

Часть рассола из колонны направляют в кристаллизатор, другую часть через теплообменник *13* и дегазатор *3* выводят из установки. Пар изобутана из кристаллизатора сжимают основным компрессором *8* до 118 кПа и конденсируют при температуре около 1,1°С на льду в конденсаторе-плавителе *6*. Жидкий изобутан и опресненную воду разделяют вследствие разности плотностей в отстойнике *7* и направляют соответственно в кристаллизатор и на выход из установки через секцию теплообменника *13* и дегазатор *2*. Несконденсированный пар сжимают в дополнительном компрессоре *9* до 220 кПа и конденсируют в дополнительном конденсаторе *10* путем контакта с соленой водой.

Перемешивание в кристаллизаторе обеспечивают: разбрызгиванием жидкого агента через форсунки в соленую воду; наливом агента с механическим перемешиванием суспензии; циркуляцией суспензии с помощью рециркуляционного насоса; подачей небольшой части парообразного агента после компрессора под слой суспензии в нижней части кристаллизатора; ударом струй жидкого агента и рассола.

По характеру движения потоков кристаллизаторы подразделяют на аппараты смешения, вытеснения или их комбинации. Для успешной работы кристаллизатора важны: большая скорость льдообразования на единицу объема и малое время пребывания в нем воды и агента; малый температурный напор при кипении агента и небольшая мощность перемешивающего устройства; выход крупных и однородных по размеру кристаллов льда, пригодных для отделения и промывки от рассола в колонне. Требования эти противоречивы. Для вытеснительной колонны третье требование не является столь важным, как для дренажной (если размер кристаллов не меньше 100—150 мкм).

Основное ограничение производительности контактных опреснителей — вредное влияние гидростатического столба. Оно преодолевается многоярусным исполнением кристаллизаторов. Опытные данные о работе кристаллизаторов приведены в табл. IX—2.

Используют два пути при ведении режима льдообразования. Первый путь заключается в том, что стремятся вырастить крупные кристаллы, которые легко промыть от рассола. Льдообразование ведут с малым переохлаждением, большим временем пребывания холодильного агента в кристаллизаторе порядка $(6 \div 12) \cdot 10^2$ с, с малой турбулизацией суспензии, тщательным регулированием режима ки-

Таблица IX—2

Опытные данные о льдообразовании в контактных кристаллизаторах

№ п/п	Время пребывания агента в кристаллизаторе $\tau \cdot 10^2$, с	Разность температур ΔT, °С	Характеристика турбулизирующего устройства и кристаллизатора	Производительность кристаллизатора по льду, кг/с на 1 м³ объема кристаллизатора	Производительность промывочной колонны, кг/с на 1 м² поперечного сечения колонны
			Агент — бутан		
1	27	—	Низкооборотные мешалки в горизонтальном кристаллизаторе, выращивание крупных кристаллов	0,049—0,089	0,47—1,42
2	10,8	1,9	Разбрызгивание жидкого бутана форсунками	0,27	1,42
3	14,4—18,6	—	Насосная циркуляция смеси бутан—льдорассольная суспензия в горизонтальном кристаллизаторе	0,085—0,11	—
4	3 1,92 1,32	1 1 1	Интенсивное перемешивание высокооборотными мешалками малого диаметра в кристаллизаторе небольшого объема	0,5* 0,78* 1,11*	1,13 0,57 0,28
5	—	0,8—1,6	Барботаж через форсунки смеси пара и жидкого бутана в соленый раствор	0,153	
6	1,8 0,384	1,5 0,5—2	Вертикальная циркуляция льдорассольной суспензии вследствие разности плотностей во внутреннем и внешнем цилиндрах кристаллизатора типа «вытяжной трубы»	1,26** 4,72**	0,72 —
			Агент R114		
7	1,8—2,4	2,75—3,3	Перемешивание ударом струй жидкого R114 и раствора, вытекающих из форсунок со скоростью 6—9 м/с	0,53—1,76***	4,03
			Агент — бутан-бутиленовая смесь		
8	9	2—3	Перемешивание двумя параллельными мешалками в горизонтальном кристаллизаторе	0,11—0,13****	0,23—0,26
			Агент — бутан		
9		3,9	Кристаллизатор типа «вытяжной трубы»	0,667*****	—
		2,2	Кристаллизатор типа вытяжной трубы. Объем кристаллизатора 2,8 м³, высота 1,5 м	0,156*****	—

№ п/п	Время пребывания агента в кристаллизаторе $\tau \cdot 10^2$, с	Разность температур ΔT, °С	Характеристика турбулизирующего устройства и кристаллизатора	Производительность кристаллизатора по льду, кг/с на 1 м³ объема кристаллизатора	Производительность промывочной колонны, кг/с на 1 м² поперечного сечения колонны
10	1,2	2	Барботаж пара бутана через слой суспензии в вертикальном кристаллизаторе диаметром 0,35 м и высотой 2,1 м	0,926******	

* Отношение расхода бутана к расходу раствора $\Psi = 0,1 \div 0,2$, выход льда в суспензии $\beta = 15\%$, расход энергии на перемешивание 2,88 МДж на 1 м³ объема кристаллизатора.

** Отношение $\Psi = 0,2$, производительность кристаллизатора пропорциональна Ψ и обратно пропорциональна времени пребывания τ; размеры ледяных кристаллов ($d_э$) пропорциональны τ и обратно пропорциональны ΔT и Ψ.

*** Размеры каплелек агента и раствора после удара (~500 мкм) сопоставимы с размерами ледяных кристаллов ($d_э = 100 \div 300$ мкм).

**** Выход льда $\beta = 10\%$.

***** Эквивалентный диаметр частиц льда $d_э = 300$ мкм.

****** Выход льда $\beta = 0,1$; удельная проницаемость ледяного слоя $K = 4 \cdot 10^{-10}$ м² (при уплотнении этого слоя $\Delta p = 2 \cdot 10^4$Па).

пения холодильного агента (см. табл. IX—2), пункты 1, 2, 3, 8). Недостаток этого пути—низкая удельная производительность кристаллизатора, приводящая к большим капитальным затратам. Второй путь связан с применением вытеснительных колонн, в которых отмывают мелкие кристаллы, что позволяет интенсифицировать льдообразование. В кристаллизаторах с малым временем пребывания агента $(0,6 \div 3) \cdot 10^2$ с используют энергичное перемешивание (табл. IX—2, пункты 4—7, 9, 10). Высокая производительность кристаллизатора сочетается с его малым объемом при достаточной производительности промывочной колонны.

С точки зрения взрывобезопасности перспективны нетоксичные и негорючие R114, R115, RC-318. Давление этих агентов невысоко, поэтому рабочие корпуса аппаратов выполняют из железобетона, покрытого для предотвращения утечек агента герметизирующей оболочкой (например, на основе эпоксидных смол ЭП-00-10). Применение бетона вместо стали сокращает капитальные затраты примерно на 40%. Конструктивно бетонные аппараты опреснителя компонуют в единый разделенный на отсеки горизонтальный модуль с полуцилиндрической крышей, в котором стенка одного аппарата служит стенкой другого (рис. IX—7). При этом уменьшаются внешняя площадь оболочки, расход материалов, изоляции и труб и теплопритоки. Длина каждого отсека, в котором происходит один из процессов, соответствует длине модуля. Этим облегчается масштабирование опреснителя, поскольку только продольные размеры изменяют при варьировании производительности. Вспомогательное оборудование (компрессоры, насосы и др.) располагают вдоль модуля. Продольное секционирование промывочной колонны фильтру-

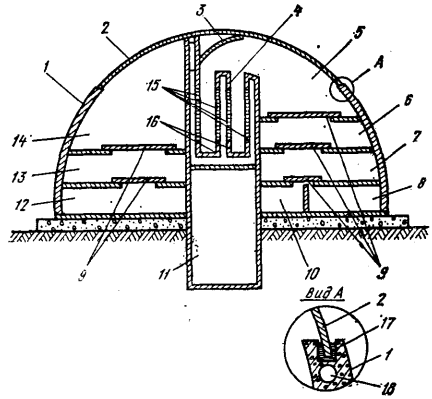


Рис. IX—7. Поперечное сечение бетонного модуля кристаллизационного (вымораживающего, кристаллогидратного) опреснителя:

1 — корпус полуцилиндрического модуля; *2* — съемная крыша; *3* — отражательный козырек; *4* — сепарационно-промывочная колонна; *5* — плавитель; *6* — отстойник пресной воды; *7* — отстойник рассола; *8* — дегазатор рассола; *9* — люк; *10* — дегазатор пресной воды; *11* — туннель транспорта и обслуживания; *12* — деаэратор исходного раствора; *13* — газатор исходного раствора; *14* — кристаллизатор; *15* — фильтрующие перегородки; *16* — карманы сбора рассола; *17* — канал герметичности; *18* — трубопровод горячей воды

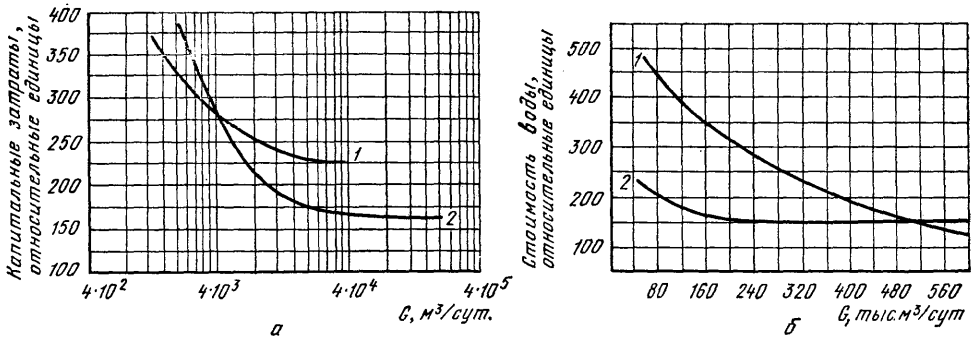


Рис. IX—8. Экономические показатели опреснителей в зависимости от производительности G:

а — относительные удельные капитальные затраты: *1* — вакуумное замораживание; *2* — контактное замораживание; *б* — относительная стоимость воды: *1* — двухцелевая дистилляционная установка, соединенная с низкотемпературным атомным реактором; *2* — контактный замораживающий опреснитель

ющими перегородками сохраняет удельную производительность колонны при масштабировании опреснителя. В верхней части колонны установлен перфорированный отражательный козырек *3*, который служит для поворота на 180° кристаллов, промываемых водой, подаваемой в колонну сверху через перфорацию козырька.

Удобство монтажа-демонтажа опреснителя облегчено верхним расположением кристаллизатора *14*, колонны *4* и плавителя *5*, а также применением съемной крыши *2* и люков *9*, герметизируемых с помощью термообратимых уплотнений А из термообратимых веществ, имеющих температуру плавления 50—70°С. При температуре эксплуатации эти вещества (например, каменноугольная смола), залитые в каналы герметичности *17*, герметизируют модуль. При монтаже (демонтаже) при циркуляции горячей воды по трубе *18* термообратимое вещество плавится, чем достигается возможность сборки (разборки) модуля.

Экономические показатели опреснителей в зависимости от производительности приведены на рис. IX—8. Энергозатраты в установке производительностью 19 000 м³/сут (при S_1 = =3,5% и температуре воды 25°С) составляют около 27 МДж/м³ (основной компрессор потребляет 36%, дополнительный компрессор и система отвода теплоты — 31, насосы — 16, удаление воздуха, мешалки, скребки для льда — 17%). При уменьшении солености и температуры воды расход энергии понижается. Холодильные опреснители большой производительности целесообразно комбинировать с электростанциями. При низкой стоимости электроэнергии замораживающий опреснитель производительностью до 500 000 м³/сут конкурентоспособен с дистилляционной установкой, потребляющей дешевый пар низкотемпературного ядерного реактора (см. рис. X—8, *б*).

КРИСТАЛЛОГИДРАТНЫЙ МЕТОД ОПРЕСНЕНИЯ

Метод состоит в контактировании водного соленого раствора с агентом и образовании в результате этого твердого клатратного[1] соединения—гидрата. В гидрате «гостевыми» являются молекулы гидратообразующего вещества (агента), хозяевами — молекулы воды, свободные от соли. Размер кристаллов гидратов 10—200 мкм. После отделения гидратов от рассола, промывки от рассольной пленки и их расплавления получается пресная вода. Агент возвращают в цикл для рециркуляции.

Условия образования гидратов представлены на фазовой диаграмме для системы R12 — вода (рис. IX—9). *DE* — кривая упругости паров агента, незначительно измененная вследствие присутствия водяного пара. *FABC* — равновесная гидратная кривая для чистой воды. Левее ее находятся области *I* и *II* устойчивого существования гидратов, правее ее в областях *III*, *IV*, *V* гидраты не образуются и вода находится в смеси с жидким или газообразным агентом, а лед — в присутствии газа. Переходы из одной области диаграммы в другую сопровождаются тепловыми эффектами. Двухкомпонентная система R12 — вода имеет две

[1] Клатраты — соединения, образованные включением молекул, называемых гостями, в полости кристаллической решетки, состоящей из молекул другого сорта, называемых хозяевами.

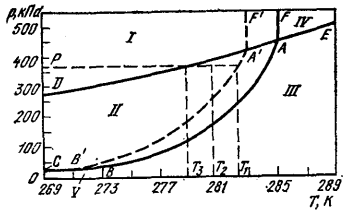


Рис. IX—9. Фазовая диаграмма системы R12 — вода:

I — жидкий R12 + гидрат или вода + гидрат; *II* — газ R12 + гидрат или вода + гидрат; *III* — газ R12 + + вода; *IV* — жидкий R12 + вода; *V* — газ R12 + лед

инвариантные точки. В верхней инвариантной точке (ВИТ) *A* сосуществуют четыре фазы: вода, твердый гидрат, жидкий и газообразный холодильный агент. В нижней инвариантной точке (НИТ) *B* также четыре фазы: вода, лед, гидрат и газообразный агент. Вдоль линий фазовых переходов *AB, DE, BC, AF* сосуществуют три фазы. На этих кривых система моновариантна, имеет одну степень свободы, в качестве которой могут быть температура, давление или состав гидрата. Состав гидрата вдоль гидратной кривой меняется незначительно. Наличие в воде солей смещает линию *AB* влево вдоль линии *AD* и *BC*. Каждый процент NaCl, например, понижает температуру ВИТ примерно на 0,6°C. *A'B'* — равновесная гидратная кривая для 3,92%-ного раствора NaCl.

Связь между температурой и давлением на кривых *DE, AB, CB* определяется соотношением

$$\lg p = A - B/T, \qquad \text{(IX—9)}$$

где p — давление, мм рт. ст.; T — температура К; A, B — эмпирические коэффициенты (табл. IX—3).

Кристаллогидратный метод опреснения использует технику контактного замораживания. Схема процесса остается той же самой (см. рис. IX—6). Таковы установки фирм Коперс и Ламмус (США). Однако в кристаллизаторе и плавителе-конденсаторе вместо образования и плавления льда происходят соответственно образование и плавление гидратов. Агент является одновременно гидратообразующим веществом и хладагентом при выкипании которого отводится теплота гидратообразования. Гидратный метод сохраняет все достоинства замораживания: контактный теплообмен, низкую теплоту фазового перехода, минимум либо отсутствие предварительной очистки исходного раствора, низкие энергетические и капитальные затраты. Преимущество его перед замораживанием состоит в работе при темпера-

Таблица IX—3

Постоянные к уравнению (IX—9) и понижение температуры ВИТ в растворах NaCl

Агент	Кривая *DE*		Кривая *AB*		Кривая *CB*		Температура *T*	Понижение температуры ВИТ (в К) концентрация NaCl, мас. %				
	A	*B*	*A*	*B*	*A*	*B*		2	4	6	8	10
R21	7,5905	1326	28,4507	7204,8	—	—	273+*t*, °C	1,06	2,19	3,37	4,62	6,02
R31	7,66436	1260,3	19,1525	4602,2	—	—	273+*t*, °C	0,97	2,01	3,09	4,24	5,53
Метилбромид	7,5659	1296,840	17,7271	4222,216	8,6676	1749,522	273,16+*t*, °C	1,15	2,39	3,68	5,05	6,57
R12	7,306	1076,9	29,9934	7550	8,682	1736	*T*, K	1,5	—	—	—	—
R152a	7,6162	1181	20,1126	4781	9,243	1811	273,16+*t*, °C	0,9	1,9	2,9	4,0	5,2
Метилхлорид	6,9651	1002	17,0387	3988	8,099	1547	273,16+*t*, °C	1,1	2,3	3,3	4,6	5,9
R12B1	7,48253	1239,3	28,95234	7316,6	—	—	273,16+*t*, °C	1,04	2,15	3,32	4,54	5,92
R142в	7,33942	1173,0	28,78541	7311,8	8,00995	1637,5	273,16+*t*, °C	1,10	2,27	3,49	4,77	6,22
Пропан	—	—	—	—	—	—	—	1,2	2,4	3,7	5,0	6,3
Хлор	7,2796	1047,3	Примечание 1		8,2255	1595,2	*T*, K.	0,9	1,9	3,0	4,2	5,4
Диоксид углерода	10,75412 ($p_{атм}$)	1291,0352	Примечание 2				*T*, K.	1,0	2,0	3,1	4,3	5,6

Примечания: 1. Кривая *AB* для хлора описывается уравнением $\lg p = -107{,}5476 + 1525{,}6(1/T) + 43{,}1318 \lg T$.

2. Кривая *AB* для диоксида углерода описывается уравнениями: в интервале температур от —1,5 до +9°C $\ln p = -58{,}10556177 + 8{,}18548312 \ln T + 4{,}43053757 - \frac{300{,}893013}{T^2}$; в интервале температур от + 9 до + 10°C $\ln p = 50{,}112966 - \frac{13114{,}749}{T}$, где p — давление, кгс/см².

Агент	Химическая формула	Структура гидрата	Параметры ВИТ		Параметры НИТ		Параметры гидратной эвтектики		
			температура, К	давление, кПа	температура, К	давление, кПа	температура, К	давление, кПа	концентрация соли, % NaCl
Изобутан	$(CH_3)_3CH$	II	275,03	167,4	273,15	113,2	—	—	—
R12B2	CF_2Br_2	II	278,04	51,5	—	—	—	—	—
Пропан	C_3H_8	II	278,86	551	273,1	176	257,55	294,13	24,2
R11	CCl_3F	II	281,16	55,9	273,0	8	—	—	—
R21	$CHFCl_2$	II	281,86	101,2	273,29	14,64	259,65	39,73	24,5
R12B1	$CClF_2Br$	II	283,06	170	273,16	19,6	260,95	72,13	24,7
R22B1	CHF_2Br	II	283,06	268	—	—	—	—	—
Диоксид углерода	CO_2	I	283,15	4498,5	271,67	1041,54	263,55	2680	24,2
R12	CF_2Cl_2	II	285,41	455,6	273	36	263,18	219,66	24,8
R13B1	$CBrF_3$	II	285,66	1260	273,0	89	—	—	—
R142B	CH_3CF_2Cl	II	286,25	232,5	273,12	13,8	262,75	100	25
Этан	C_2H_6	I	287,66	3360	273,1	530	—	—	—
R40B1	CH_3Br	I переход	287,89	153,5	272,92	24,1	264,55	61,46	25,2
R152a	CH_3CHF_2	II	288,46	436	273,16	54,6	—	—	—
R22	CHF_2Cl	I переход	289,4	770	273,3	89,76	269,05	435,45	25,5
Циклопропан	$CH_2CH_2CH_2$		290,16	596	273,1	62	—	—	—
R31	CH_2ClF	I переход	291,03	286	272,96	22,5	268,79	124,26	25,7
R40	CH_3Cl	I переход	293,56	485	272,98	35,9	270,36	231,81	25,93
Хлор	Cl_2	I переход	301,45	852	273,37	32	280,15	476,10	26,3
Сероводород	H_2S	I	302,75	2230	272,76	92,9	—	—	—

туре, более близкой к температуре среды. Она в зависимости от применяемого агента составляет 5—25°С (табл. IX—4).

С повышением температуры уменьшаются работа дополнительного холодильного контура, теплопритоки из среды и нагрузка теплообменника. Энергозатраты основного контура кристаллогидратного и замораживающего опреснителей примерно одинаковы, поскольку повышенная по сравнению с замораживанием теплота гидратообразования почти полностью компенсируется меньшей температурной депрессией.

При использовании хлора, гидраты которого образуются выше температуры среды, отсутствуют дополнительный контур и теплообменник. Опреснительный цикл из холодильного превращается в теплоиспользующий (рис. IX—10). При понижении температуры среды до 15—18°С к таким агентам относятся R31, R40. Для получения 1 м³ пресной воды в теплоиспользующем опреснителе на R40 требуется 390,1 МДж низкопотенциальной теплоты (горячей воды температурой 40—50°С для плавления гидратов) и 12,03 МДж электроэнергии на привод насосов, перемешивание суспензии и дегазацию опресненной воды и рассола. Свойства гидратообразующего агента непосредственно влияют на экономичность опреснения. Агент должен иметь высокую температуру ВИТ, низкое давление, близкое к атмосферному, низкую растворимость в воде, высокие скорости образования и разложения гидратов, небольшую теплоту образования, быть химически стабильным в воде, нетоксичным, взрывобезопасным, дешевым. С учетом компромиссного подхода к многообразию этих требований пригодны R12, R40, R31, хлор, R152a, R142в. Наиболее благоприятен R31 (высокая температура и низкое давление ВИТ, нетоксичен, некоррозионен, взрывобезопасен, малая скорость гидролиза и относительно низкая стоимость, скорость образования гидратов примерно в 6 раз выше, чем у метилбромида и пропана — табл. IX—5. Кристаллы гидрата R31 почти сферической формы ($d_э$=150÷÷190 мкм), что благоприятно для промывки. Недостаток R31 — высокая растворимость в воде.

Образование гидратов при кипении агента в

Таблица IX—4

веществ

Состав гидрата, моль H_2O/моль агента	Теплота образования гидрата			Плотность гидрата, кг/м³	Количество воды в гидрате, %	Растворимость агента в воде		
	из газообразного агента и воды, кДж/моль агента	из газообразного агента и льда, кДж/моль агента	из жидкого агента и воды, кДж/кг H_2O			при 20°С и атмосферном давлении, кг/м³ H_2O	при параметрах ВИТ, % мас	при парциальном атмосферном давлении и 15°С, % мас
17,5	121,4	32,28	339	—	84,4	—	—	—
17	—	—	—	—	59,4	—	—	—
17,9	130,5	26,6	350	880	87,4	0,08	0,06	0,008
17	148,6	48,5	372	1110	69,1	—	—	—
16,8	134	—	367,5	1050	74,9	12,15	1,82	1,20
16,57	133,3	34,53	371	1155	64,4	1,6	0,34	0,16
17	—	—	—	—	70,0	—	—	—
7,3	59,94	—	368,4	1110	74,9	1,69	—	—
16,78	126,85	34,06	376,39	1080	71,4	0,4	0,16	0,04
15,6	123,3	29,27	—	—	65,4	—		
17,18	130,2	31,35	353,5	1040	75,3	1,8	0,45	0,18
6	68,2	25,4	—	1050	—	0,062	—	—
7,89	77,3	33,5	377	—	60	16,7	2,87	1,64
8,0	82,4	34,3	431	1180	67,7	—	—	—
8,4	104,7	29,3	—	1245	72,4	3,12	—	—
—	—	—	—	900	—	—	—	—
8,0	77,6	22,59	377	1180	67,5	17,0	4,17	1,67
8,0	70,2	27,2	366	1110	74	7,55	2,94	0,75
6,2	70,7	—	388	1239	61,1	7,29	2,64	0,84
6	62	—	—	1021	76,02	3,85	—	—

растворе протекает при наличии нескольких компонентов (агента, воды, солей и других примесей) и трех сложных фаз (твердой, жидкой и газообразной) с соответствующей передачей энергии и массы. Суммарное сопротивление состоит из сопротивлений тепло- и массопередаче и собственно кинетического сопротивления при строительстве кристаллогидратной структуры. Процесс в кристаллизаторе обычно протекает ниже линии $АД$ при температуре T_2 (измеряется термодатчиком, погруженным непосредственно в объем перемешиваемой суспензии) и давлении p (см. рис. IX—9).

Движущая сила гидратообразования $\Delta T_1 = T_1 - T_2$, движущая сила теплопередачи $t_1 = T_2 - T_3$. Скорость образования гидратов (выражаемая как количество воды, вошедшей в состав гидратов в единицу времени на единицу объема жидкой фазы кристаллизатора) в общем случае уменьшается с ростом времени пребывания реагентов в кристаллизаторе и увеличением выхода воды β (т. е. отношения количества воды, вошедшей в состав гидратов, к расходу раствора), мало зависит от концентрации раствора и увеличивается с турбулизацией суспензии, плотности орошения Ψ (отношения расходов агента и раствора) и температурных потенциалов ΔT_1 и Δt_1. Для скоростей гидратообразования некоторых агентов определена эмпирическая зависимость

$$r = a\,(\Delta T_1)^b, \qquad \text{(IX—10)}$$

где r — скорость гидратообразования, мас. % гидратов/с; a, T — опытные коэффициенты (см. табл. IX—5). Для пропана $a=0{,}30$, $b=2{,}22$ при $0{,}76<\Delta b_1<2{,}88$°С; $5{,}9<\%\,NaCl<6{,}6$ и времени пребывания около $3\cdot10^2$ с.

Потери агента из системы происходят из-за утечек вследствие негерметичности системы; уноса агента, растворенного и находящегося в виде капель в выходящих пресной воде и рассоле; гидролиза агента при контакте с водой. Гидролиз агента приводит помимо потери агента к появлению ионов H^+, Cl^-, F^- и Br^-, образующих с водой, примесями и конструкционными материалами различные нежелательные соединения. В табл. IX—6 приведены удельные потери агента и константы скорости гидролиза (реакция описывается уравнением

Таблица IX—5

Опытные данные по гидратообразованию при кипении холодильного агента

Холодильный агент	Время пребывания τ, $с \cdot 10^{-2}$	Разность температур ΔT_1, К	Характеристика кристаллизатора	Расход энергии на перемешивание, МДж на 1 м³ объема кристаллизатора	Концентрация, % NaCl	Коэффициенты в уравнении (IX—10)		Скорость гидратообразования	
						a	b	кг H_2O/(м³·с)	(мас.%/с)·10³
Метилбромид	—	0,39	Объем 3,8 л, имеет турбулизирующие перегородки, $D_{меш} = 78{,}6$ мм	41,94*	0—6	0,93	1,08	0,039	0,6
	—	0,29		48,96*	0—6	0,93	1,08	—	0,45
	—	1,82		48,96*	—	0,93	1,08	—	3,03
	—	1,1		9,36*	—	—	—	0,103	1,61
*R*31	3,03	0,39	Объем 3,8 л, имеет турбулизирующие перегородки, $D_{меш} = 96{,}5$ мм	132,84*	5,3—6,1	18,2	1,8	0,358	5,05
	4,554	0,29		83,88	0,14	24,3	1,9	0,257	3,6
	—	0,29		48,96*	0,14	12,5	1,7	—	2,83
	—	0,30		9,36*	5,3	—	—	0,128	1,61
Пропан	9	1,95	Объем 37,8 л, турбинная мешалка	46,8*	4,8	—	—	—	1,65
*R*12	—	1,1	Вертикальный кристаллизатор (H= 5,4 м; D = 2,4 м)	9,36*	3,3	—	—	0,108	1,43
*R*12	2,4	2	Рабочий объем кристаллизатора смешения 16 л (H = 360 мм, D = = 285 мм), 4 турбулизирующие перегородки, 6-лопастная турбинная мешалка ($D_{меш}$ = 95 мм)	2,05	2	—	—	0,136	—
	2,4	1		2,05	2	—	—	0,078	—
*R*12	5,4	1	Горизонтальный кристаллизатор вытеснения объемом 70 л (D = 0,3 м, L = 1 м), 2 турбулизирующие перегородки, 5 турбинных мешалок	$n = 40\ с^{-1}$	2	—	—	0,072(β=5%, ψ=0,4)	—
	5,4	2			Сточная** вода	—	—	0,117(β=8%, ψ=0,5)	—
	5,4	1			»	—	—	0,105(β=7,5%, ψ=0,5)	—
	5,4	1			»	—	—	0,103(β=7%, ψ=0,4)	—

* Такие большие расходы энергии на перемешивание получены на малом лабораторном оборудовании и представляют собой в основном потери работы в сальниковых устройствах мешалок.

** Состав сточной воды, мг/л:

Ca^{2+}	K^+	Na^+	NH_4^+	Cl^-,	NO_3^-	SO_4^{2-}	ТБФ	F^-	Fe^{3+}	РЗЭ
1060	450	115	3716	2830	4130	262	115	24	5,4	8,8

Здесь ТБФ — трибутилфосфат, РЗЭ — редкоземельные элементы.

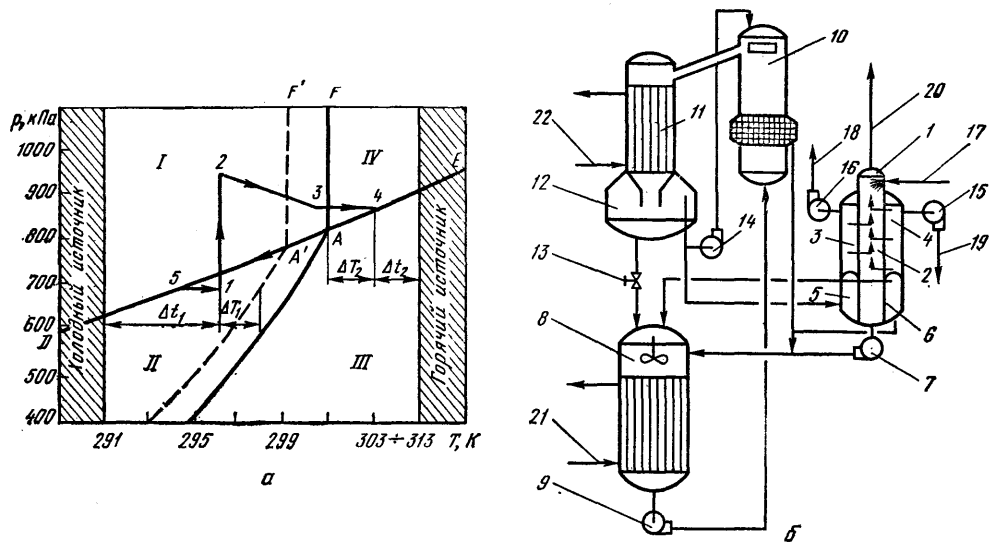


Рис. IX—10. Цикл (*а*) и схема (*б*) теплоиспользующего кристаллогидратного опреснителя:

а: *I* — газообразный хлор + гидрат; *II* — жидкий хлор + гидрат; *III* — газообразный хлор + вода; *IV* — жидкий хлор + вода; *1* — образование гидратов в кристаллизаторе; *1—2* — сжатие гидратной суспензии насосом при ее перекачивании из кристаллизатора в промывочную колонну; *2—3* — сепарация гидратов от рассола; *3—4* — подогрев гидратов в плавителе; *4* — плавление гидратов в плавителе и отстаивание жидкого агента от воды в отстойнике; *4—5* — дросселирование жидкого агента; *5—1* — кипение холодильного агента в кристаллизаторе и его нагрев до температуры суспензии; ΔT_1, Δt_1 — соответственно движущие силы образования гидратов и теплопередачи; ΔT_2, Δt_2 — движущие силы плавления гидратов и теплопередачи при этом; *б*: *1* — деаэратор; *2* — газатор; *3, 4* — основные дегазаторы; *5, 6* — предварительные дегазаторы; *7, 9, 14, 15, 16* — насосы; *8* — кристаллизатор; *10* — сепаратор; *11* — плавитель; *12* — отстойник; *13* — дроссельный вентиль; *17* — вход исходного соленого раствора; *18* — вывод опресненной воды; *19* — вывод рассола; *20* — сброс воздуха; *21* — холодная вода; *22* — горячая вода

Таблица IX—6

Потери агента вследствие гидролиза

Агент	Растворимость в плавителе, мас. %	Константа скорости реакции K, с	Потери агента, г/на 1 м³ пресной воды
R40	2,9	$1{,}2\cdot10^{-8}$	9
R40B1	2,9	$8{,}0\cdot10^{-8}$	60
R31	4,2	$6{,}0\cdot10^{-10}$	0,7

кинетики I порядка по отношению к растворенному агенту). Эти данные исключают использование метилбромида в качестве гидратообразователя.

Унос агента из установки предотвращают вакуумированием пресной воды и рассола в дегазаторах до давлений порядка 3—4 кПа. Равновесная растворимость R12 при 15°С и 4 кПа составляет около $6\cdot10^{-4}$%, что меньше предельно допустимой концентрации (ПДК), равной для R12 $1\cdot10^{-3}$% (для бутана ПДК= $=1\cdot10^{-5}$%). Эта величина уноса уже приемлема для экономичного опреснения. Снижение потерь агента достигается также путем продувания воды воздухом с последующим сжатием смеси агент—воздух и отделением агента в специальном конденсаторе. В воде, обработанной подобным образом, остаточные концентрации R21 и R12 равны соответственно $5\cdot10^{-4}$ и $2\cdot10^{-4}$. Для употребления опресненной воды для питьевых целей, а также при использовании других агентов, растворимость которых после дегазации больше ПДК, необходима дальнейшая ее обработка в фильтрах с адсорбентом. Растворимость в воде и растворах для большинства агентов хорошо подчиняется закону Генри (исключения — R12, хлор). Связь между растворимостями, температурой, давлением и концентрацией NaCl определяется обобщенным уравнением

$$C = Hp\exp(B/T - ES), \qquad \text{(IX—11)}$$

где C — растворимость агента в воде и растворах, % мас.; p — парциальное давление агента, мм рт. ст.; T — температура, К; H —

Таблица IX—7

Постоянные в уравнении (IX—11)

Агент	*H*	*B*	*E*
R31	$2{,}64711\cdot10^{-8}$	3258,99150	0,05499
Метилбромид	$1{,}58481\cdot10^{-8}$	3444,78490	0,07474
R142в	$1{,}35793\cdot10^{-9}$	3507,52660	0,09719

псевдоконстанта Генри; S — концентрация NaCl, % мас. (без газа); B, E — эмпирические постоянные (табл. IX—7). Уравнение (IX—11) применимо в диапазоне температур 278—298 К, интервале давлений вплоть до давлений насыщения при этих температурах и концентрациях NaCl до 10%. Для растворимости R21 в чистой воде в том же интервале температур и давлений пригодно обобщенное уравнение:

$$C = Hp\exp\left(\frac{B}{T}\right) + Gp^{\frac{1}{3}}, \quad (IX—12)$$

где $H=7{,}63078\cdot10^{-9}$; $B=3591{,}87690$; $G=-0{,}01940$. Растворимости других фреонов в воде (R12, R22, R115 и др.) приведены в литературе. Растворимость гидратообразующих агентов приведена в табл. IX—4.

МАКСИМАЛЬНОЕ И ПРЕДЕЛЬНОЕ РАЗДЕЛЕНИЕ ВОДНЫХ РАСТВОРОВ

Обычно оптимальный коэффициент извлечения $\pi_{опт}$ пресной воды из раствора для холодильных опреснителей составляет 40—70%. Однако очистка промышленных минерализованных стоков требует максимального сгущения концентрата. Для этого концентрирование путем вымораживания и образования газовых гидратов проводят до эвтектических концентраций.

При кипении негидратообразующего фреона в растворе эвтектической концентрации (в точке *B* — рис. IX—11 — сосуществуют 5 фаз: раствор, кристаллы льда и соли или солевых гидратов, жидкий и газообразный агент) кристаллы льда и солей растут отдельно и их отделяют друг от друга в гидроциклонах или отстойниках.

При кипении гидратообразующего агента в растворе с концентрацией гидратной эвтектики (см. табл. IX—4) в точке *2* (см. рис. IX—11) сосуществуют 5 фаз (раствор, кристаллы газовых гидратов и соли или солевых гидратов, жидкий и газообразный агент). Кристаллы газовых и солевых гидратов разделяют отстаиванием. Время отстаивания газовых гидратов R12 от солевых гидратов в растворе NaCl с концентрацией и при температуре газогидратной эвтектики 90 с (плотность жидкого R12 составляет 1438 кг/м³, газового гидрата $R12\cdot16{,}78\ H_2O$ равна 1089 кг/м³, солевого гидрата $NaCl\cdot2H_2O$ составляет 1600 кг/м³).

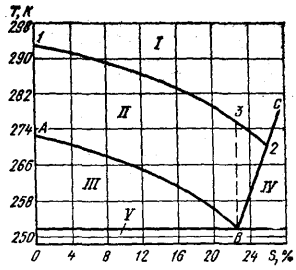


Рис. IX—11. Кривые льдообразования и гидратообразования в ВИТ в системе R40 — раствор NaCl на диаграмме температура—концентрация соли:

I — однофазный раствор; *II* — гидраты газа R40 + + раствор (область существования газовых гидратов); *III* — лед + раствор; *IV* — гидраты соли $NaCl\cdot2H_2O$ + раствор; *V* — лед + гидраты соли $NaCl\cdot2H_2O$; *AB* — кривая льдообразования раствора (в присутствии агента на этой кривой сосуществуют 4 фазы: газ, лед, газовый гидрат, раствор соли); *B* — эвтектическая точка; *BC* — кривая насыщения соли (на кривой *B2* сосуществуют 4 фазы: газ, раствор соли, газовые и солевые гидраты); *1—3—2* — кривая образования газовых гидратов в ВИТ (на этой кривой сосуществуют 4 фазы: жидкий и газообразный агент, газовый гидрат и раствор соли); *2* — точка газогидратной эвтектики (в этой точке сосуществуют 5 фаз: жидкий и газообразный агент, раствор NaCl, кристаллы газовых и солевых гидратов)

Технология разделения раствора на воду и соль в кристаллизационных опреснителях-концентраторах состоит из операций: 1) образование кристаллов газовых гидратов (или льда) в опреснительной ступени установки с целью предварительного повышения концентрации раствора перед выделением соли; 2) образование газовых гидратов (или льда) и соли (или гидратов соли $NaCl\cdot2H_2O$, $Na_2SO_4\times\times10H_2O$ и т. д.) в околоэвтектической точке; 3) разделение газовых гидратов (или льда) от соли (или гидратов соли); 4) промывка газовых гидратов от рассола; 5) промывка от рассола, высушивание и выдача кристаллов соли; 6) плавление промытых гидратов газа или льда и выдача опресненной воды.

Показатели эвтектического замораживания: 1) скорость льдообразования, например, в эвтектике KCl (19,7%) при кипении R114 составляет 0,311 кг льда/(м₃·с) ($\Delta T=2\div3{,}5$°C, $\tau=342$ с, $n=1{,}66\div5{,}83$ с$^{-1}$), лед кристаллизуется в виде пластинок диаметром 100—

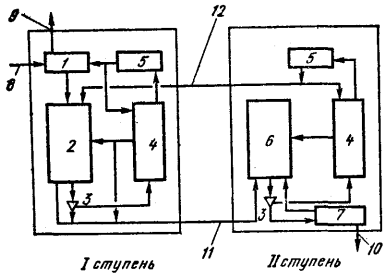


Рис. IX—12. Схема двухступенчатого кристаллизационного эвтектического опреснителя-концентратора:

1 — теплообменник; *2* — кристаллизатор I ступени; *3* — гидроциклоны или отстойники; *4* — промывочная колонна; *5* — конденсаторы-плавители; *6* — кристаллизатор II ступени; *7* — сепаратор солей; *8* — ввод исходного раствора; *9* — вывод пресной воды; *10* — вывод соли в сухом виде; *11* — концентрат I ступени; *12* — расплав кристаллов II ступени

150 мкм, а кристаллы соли — в виде кубиков размером 25—50 мкм; 2) эффективность гидроциклона при отделении кристаллов соли от кристаллов льда около 95%, т. е. только 5% соли попадает в лед; 3) производительность промывочной колонны, в которой отделяют лед малой пористости от рассола эвтектической концентрации, составляет 0,149 кг льда/$/(с \cdot м^2)$, а солесодержание расплава — 0,6—6%.

Параметры гидратных эвтектик приведены в табл. IX—4.

Из экономических соображений эвтектическую кристаллизацию проводят в двухступенчатой установке (рис. IX—12). Пресную воду выдают в первой ступени, а соли в кристаллическом виде — во второй. Из первой ступени обычного кристаллизационного опреснителя концентрат направляют в кристаллизатор второй ступени. Соль и лед разделяют в гидроциклоне или отстойнике второй ступени. Затем лед отделяют от рассола эвтектической концентрации в промывочной колонне, расплав этого льда после конденсатора-плавителя второй ступени, содержащий около 5,7% солей, рециркулируют в кристаллизатор первой ступени. Соль осушают от рассола в сепараторе солей *7* путем вытеснения более тяжелой жидкостью — фреоном.

Схему, приведенную на рис. IX—12, используют иногда и с одним плавителем. В этом случае кристаллы льда (газовых гидратов) после промывочной колонны второй ступени направляют в промывочную колонну первой ступени. Для такой схемы в случае предельного разделения 2% раствора NaCl на опресненную воду и соль ($\pi=1$) удельные расходы электроэнергии составляют: в вымораживающем опреснителе-концентраторе при работе на R114 86,3 МДж на 1 $м^3$ опресненной воды; в газогидратном опреснителе-концентраторе при работе на R12 80,50 МДж/$м^3$, R40 70,37 МДж/$м^3$.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

A, a — коэффициент;
B, b — коэффициент;
C — растворимость, мас.%;
D, d — диаметр, м;
E — коэффициент;
F — площадь, $м^2$;
G — производительность, $м^3$/сут;
G — коэффициент;
g — удельное количество раствора, кг/кг;
H — линейный размер, м;
H — коэффициент;
K — удельная проницаемость слоя, $м^2$;
K — коэффициент;
L_1, L_2 — линейный размер, м;
n — состав гидрата, моль/моль;
n — частота вращения, $с^{-1}$;
p — давление, кПа, мм рт. ст.;
p_0 — давление за дренажной сеткой, кПа;
$p_э$ — равновесное давление замерзания, Па;
r — скорость гидратообразования, мас.%/с;
S_0, S_1, S_2 — массовая концентрация соли в опресненной воде, исходном и остаточном растворах, %;
T, t — температура, К, °С;
T_0 — температура окружающей среды, К, °С;
V — расход, $м^3$/с;
W — удельная работа, МДж/$м^3$;
β — выход льда, %;
Δ_1, ..., Δ_4, ΔK, $\Delta П$ — разность давлений, Па;
ε — степень сжатия;
ε — пористость;
η — эксергетический КПД;
λ — теплота замораживания, гидратообразования, МДж/кг;
μ — вязкость, Па·с;
π — коэффициент извлечения;
τ — время, с;
ψ — плотность орошения.

Индексы

1, 2, 3, 4 — порядковый номер;
I, II — кристаллизатор первой, второй ступени
д — действительный;
меш — мешалка;
н — насос;
нас — насыщение;
опт — оптимальный;
э — эквивалентный;
min — минимальный.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Новые* методы опреснения воды [Л. А. Кульский, А. С. Чепцов, Т. В. Князькова, Д. Д. Кучерук]. — Киев: Наукова думка, 1974. — 77 с.

2. *Плотников В. Т.* Методика определения термодинамической эффективности процессов опреснения вод с помощью холодильных машин. — В сб.: Труды Всесоюзной научно-технической конференции по термодинамике. ЛТиХП, 1969, с. 348—356.

3. *Пробстин Р. Ф.* Опреснение воды: некоторые гидродинамические проблемы. Теоретические основы инженерных расчетов. — Труды американского общества инженеров-механиков, 1972, № 2, с. 32—64.

4. *Смирнов Л. Ф., Бакум Э. А.* Минимальная работа разделения соленой воды. Депонирована ВНИИС Госстроя СССР. Реферат см. в библиографическом указателе депонированных рукописей, вып. 3, 1981, с. 6.

5. *Смирнов Л. Ф.* Экспериментальное исследование процесса образования гидратов фреона-12. — Холодильная техника, 1973, № 2, с. 28—34.

6. *Экспериментальная* вымораживающая опреснительная установка /[М. В. Колодин, Е. М. Рутгайзер, Е. Г. Дудковский, В. П. Сергеев, Б. И. Щупак]. — Проблемы освоения пустынь, 1975, № 2, с. 13—19.

ГЛАВА X
ПРИМЕНЕНИЕ ХОЛОДА В МЕДИЦИНЕ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Кровоостанавливающее, противовоспалительное и болеутоляющее действие холода было известно на протяжении многих веков и постоянно использовалось в лечебных целях. В результате криовоздействия в тканях происходят сложные физические, химические и биологические изменения. Без специальной защиты все эти явления необратимы и приводят к гибели клетки (ткани).

В результате локального замораживания ткани возникают спазмы сосудов и остановка крови, что приводит к нарушению микроциркуляции в капиллярах и артериолах и возникновению застойного омертвения. При криовоздействии имеют значение время замораживания, длительность пребывания ткани в замороженном состоянии, сила давления во время криовоздействия.

Использование холода перспективно для воздействия на патологические ткани, а при специальной защите и для криоконсервирования биологических клеток и тканей. Кроме того, холод используется в медицине для создания так называемых условий гипотермии для всего организма в целом или для отдельных органов и тканей.

КРИОГЕННЫЕ МЕТОДЫ ЛЕЧЕНИЯ

В медицине криогенным методом лечения (или криолечением) называют применение температур ниже 0°С для охлаждающего действия на ткани человеческого организма.

Криовоздействие на ткани человека можно осуществлять двумя путями: непосредственным контактом холодильного агента с больной тканью; использованием холодильного агента в различных аппаратах для охлаждения инструментов, с помощью которых производят криовоздействие.

Различают терапевтическое и разрушающее (криохирургия) криовоздействие на пораженную ткань. В криохирургии применяют жидкий азот, который обладает большим разрушающим эффектом.

При лечении кожных заболеваний этот холодильный агент используют при непосредственном контакте с очагом поражения. Жидкий кислород для лечения кожных заболеваний в практической медицине используют редко из-за чрезмерного разрушающего действия его на ткани. При лечении многих поражений кожи и слизистой оболочки эффективно применение сухого льда и жидкого азота, доступных и безопасных.

Местное разрушающее криовоздействие (замораживание) имеет ряд преимуществ перед обычным хирургическим вмешательством (здесь имеется в виду кровоостанавливающее действие низкой температуры, незначительная реакция окружающих тканей и в дальнейшем образование мягкого рубца).

Возможность получения с помощью низкой температуры локального очага повреждения заданной величины, четко отграниченного от здоровой ткани, позволила применить в лечебных целях метод замораживания и в нейрохирургии.

Для локального замораживания мозга разработана специальная канюля (игла с отверстием). В качестве холодильного агента используется жидкий азот. С помощью этого приспособления производят локальное замораживание опухолей, не подлежащих удалению, что вызывает омертвение и в дальнейшем гибель клеток опухоли. Такое хирургическое вмешательство безопасно и не сопровождается кровотечением. Для этого используют криозонды диаметром 2,7 или 4,2 мм. Диаметр криозонда выбирают в зависимости от размера опухоли. Простота методики удаления опухоли мозга и небольшой риск в смысле возможности возникновения осложнений после операции (потеря зрения и др.) делают метод доступным и рациональным.

Для лечения опухолей головы и шеи широко применяют криохирургическое воздействие. С помощью специально разработанной аппаратуры патологические очаги разрушают на необходимую глубину. Для лечения доброкачественных новообразований и предраковых состояний кожных покровов головы и шеи применяют устройство для замораживания тканей с прямой или изогнутой канюлей. Рабочая температура активного конца наконечника достигает —196°С.

Действие низкой температуры успешно применяют для лечения хронических воспалений, язв шейки матки. Метод обладает рядом преимуществ перед широко распространенной электрокоагуляцией пораженной ткани, так

как криоаппликация (местное охлаждение) технически проста и безопасна. С помощью криокоагуляции слизистой матки лечат также нарушения менструального цикла, проявляющегося кровотечениями.

Криохирургический метод применяют при раке прямой кишки и анального канала, при лечении геморроя, в хирургии печени (при кистозных и паразитарных образованиях печени) и поджелудочной железы. Криовоздействие как метод неспецифической терапии применяют при лечении язв нижних конечностей, возникающих при нарушении кровообращения.

В отоларингологии пользуются методом непосредственного воздействия твердым диоксидом углерода в виде снега или льда при лечении туберкулезных поражений носа, полости рта, ротоглотки и гортани. Локальное замораживание оказывает благоприятное действие на заживление туберкулезных язв и лечение воспалений, уменьшает явления голосовых расстройств. Воздействие низкой температуры на папилломы (разрастания слизистой) осуществляют посредством аппликации (наложения) тонких стальных стержней, предварительно охлажденных в жидком азоте. Локальное замораживание применяют для лечения хронического тонзиллита (воспаление миндалин).

Криохирургический метод применяют также для лечения заболеваний глаза (для внутрикапсульного удаления катаракты). Метод основан на примораживании капсулы хрусталика к охлажденной поверхности инструмента, что позволяет избежать разрыва сумки в момент удаления хрусталика. Положительный эффект получен при лечении глаукомы.

Создание современных криохирургических инструментов и аппаратов позволило применить метод локального замораживания в урологии. Криохирургию при увеличении предстательной железы (проводимую для лечения очень пожилых и ослабленных больных, при заболеваниях крови и сердечно-сосудистой системы) осуществляют при температуре зонда —196°С и продолжительности замораживания от 2 до 28 мин. Криохирургию почек проводят с помощью криоскальпеля. После криорассечения ткани почки у пациентов не наблюдается почечной недостаточности, процесс завершается рубцеванием с минимальной потерей ткани почки. Для охлаждения инструмента используют жидкий азот, при этом рабочая часть охлаждается до —196°С в течение нескольких секунд.

Криовоздействие применяют при заболевании аппарата равновесия человека путем локального замораживания стенки между овальным и круглым окнами внутреннего уха.

Применяемые в криотерапии и криохирургии **криохирургические инструменты** можно разделить на две большие группы: криозонды с охлаждением рабочего конца; криоинструменты, охлаждающие ткани открытой струей холодильного агента. В первой группе инструментов различают пассивные криозонды, охлаждаемые погружением в холодильный агент, и криозонды, в которые постоянно подается холодильный агент. Рабочий конец криозонда может охлаждаться путем использования термоэлектрического охлаждения.

Холодильный агент (в жидком или газообразном состоянии) для криохирургических инструментов с открытой струей может помещаться в рукоятке инструмента (рис. X—1) или отдельном резервуаре (рис. X—2).

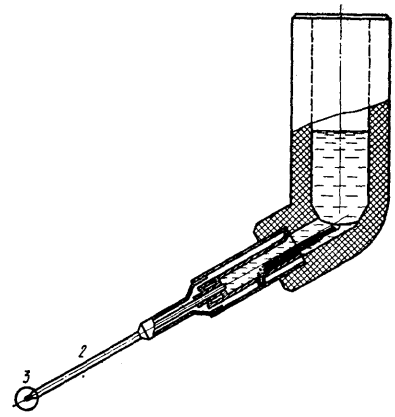


Рис. X—1. Криохирургический аппарат Шальникова (устройство для локального замораживания подкорковых ядер головного мозга):
1 — термоизолированный сосуд для жидкого азота; *2* — холодопровод; *3* — рабочий (замораживающий) наконечник (канюля)

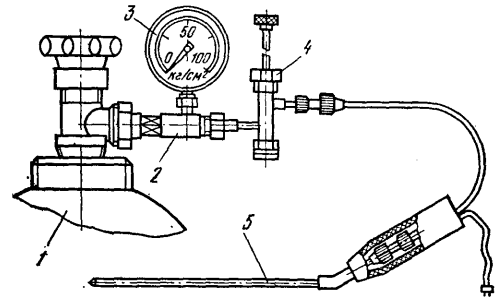


Рис. X—2. Установка для криохирургии Шальникова:
1 — баллон с диоксидом углерода; *2* — тройник; *3* — манометр; *4* — игольчатый вентиль; *5* — криозонд

Основная особенность конструкций разработанных инструментов — универсальность, обеспечивающая возможность их использования в различных областях медицины. Так, автономный криохирургический инструмент скальпель (АСК-6) пригоден для воздействия струей жидкого азота на ткань при лечении заболеваний полости рта, дерматозов, образования сгустка в кровоточащих сосудах после удаления опухоли, а в случае замены наконечника, охлаждающего ткань контактным методом, может быть использован как аппликатор или экстрактор для офтальмологических и оториноларингологических целей.

Необходимая для криовоздействия температура достигается сменой наконечника и регулированием расхода холодильного агента. Сила давления контакта наконечника на ткани фиксируется динамометрическим устройством.

ПРИМЕНЕНИЕ ХОЛОДА ДЛЯ КОНСЕРВИРОВАНИЯ КРОВИ

Развитие новых методов гемотерапии, включающих применение отдельных компонентов крови, введение в лечебную практику таких методов лечения, как использование искусственного сердца, обменные переливания, вызвало резкое возрастание потребности лечебных учреждений в крови. Для этого необходимо иметь большие запасы крови, особенно редких групп, лейкоцитной и тромбоцитной массы. Создание запасов возможно лишь при сохранении клеток жизнеспособными (в течение многих месяцев и даже ряда лет). Исследования по консервированию спермы животных и ультрабыстрому охлаждению ($\approx 100°C/c$) эритроцитов явились основой для разработок, давших в конечном итоге методы консервирования клеток крови замораживанием, пригодные для практического использования в медицине.

Для хранения крови при отрицательных температурах (до —196°С) используют специальные аппараты. При консервировании клеток крови замораживанием используются защитные (криофилактические, криопротективные) вещества. В практике криоконсервирования клеток крови изучены две группы защитных (криофилактических, криопротективных) веществ: эндоцеллюларные — глицерин, диметилсульфоксид, диметилацетамид, глюкоза; экстрацеллюларные — лактоза, сахароза, маннит, полиэтиленосид, поливинилпирролидон, полигликоли.

Механизм защитного действия веществ первой группы основан на их способности образовывать прочные связи с водой, что препятствует образованию чистых кристаллов воды и, следовательно, чрезмерному обезвоживанию клеток, происходящему при замерзании.

Наиболее надежным и проверенным криопротектором считают глицерин, который широко применяют в практике замораживания эритроцитов.

Для хранения эритроцитов при —196°С (жидкий азот) применяют глицерин малых концентраций (конечная концентрация 10—20%). После оттаивания и удаления глицерина из клеток наблюдаются хорошая морфологическая сохранность и функциональная полноценность эритроцитов. Трансфузии размороженных эритроцитов характеризуются высокой лечебной эффективностью. Удаление глицерина из клеток (деглицеринизация эритроцитов) после их размораживания перед переливанием проводят с помощью многократного центрифугирования либо методом отмывания осаждением (цитапломерация и седиментация).

Метод криоконсервирования крови оправдал себя в лечебной практике и используется в кардиохирургии для лечения травматического шока и острой кровопотери.

Метод криоконсервирования крови дает реальную возможность заблаговременной, до операции, заготовки крови от больных, накопления ее путем хранения в замороженном состоянии до момента операции. Своя кровь (аутокровь), будучи размороженной и отмытой, успешно используется для возмещения операционной кровопотери у больного, от которого она была получена. Криоконсервирование аутокрови позволяет полностью сохранять ее биологическую активность, в том числе кислородно-транспортную функцию, что особенно важно для получения эффекта при кровопотерях.

Перспективно повышение эффективности методов замораживания лейкоцитов путем усовершенствования режимов понижения температуры взвесей клеток. В этих целях у нас в стране созданы оригинальные модели аппаратов для автоматизированного программированного замораживания биологических продуктов.

ГИПОТЕРМИЯ В МЕДИЦИНЕ

Метод гипотермии перспективен в хирургическом лечении ряда врожденных пороков сердца, так как охлаждение обеспечивает безопасность операций на сердце и магистральных сосудах, способствует улучшению результатов оперативного лечения больных с врожденными пороками сердца. С понижением температуры при достаточном подавлении терморегуляции снижается интенсивность обменных процессов в организме, уменьшается в связи с этим потребление кислорода тканями и увеличивается устойчивость к гипоксии (кислородному голоданию) клеток коры головного мозга и других тканей.

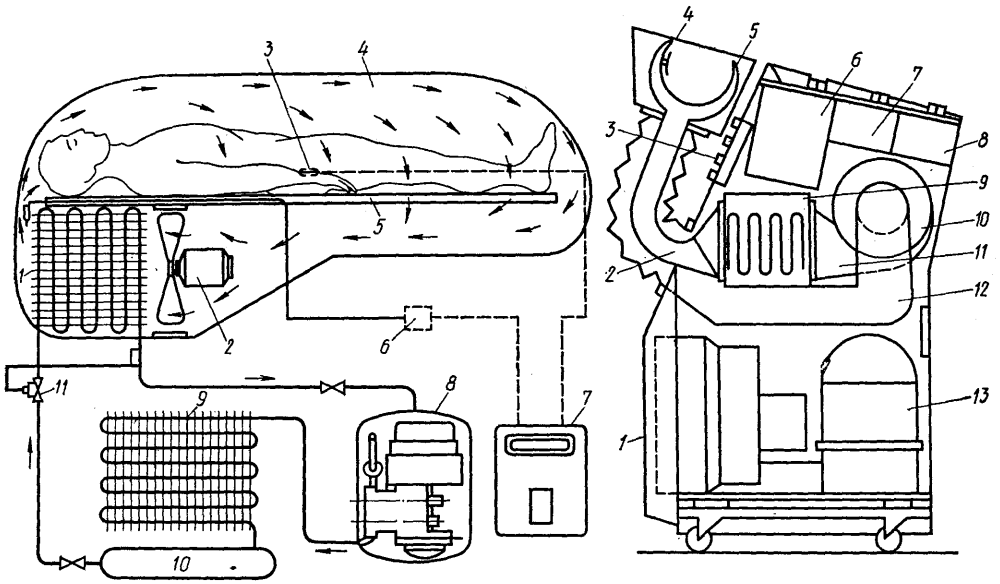


Рис. X—3. Аппараты для гипотермии:

а — общей: *1* — испаритель; *2* — вентилятор; *3* — термочувствительный элемент; *4* — раздвижной колпак; *5* — стол; *6* — реле температуры; *7* — пульт управления; *8* — герметичный компрессор; *9* — конденсатор; *10* — ресивер; *11* — терморегулирующий вентиль; *б* — головного мозга: *1* — жалюзи; *2* — гибкий нагнетательный воздуховод; *3* — электротермометр; *4* — воздухосборник; *5* — шлем; *6* — блок управления; *7* — блок электротермометра; *8* — блок терморегулятора; *9* — теплообменник; *10* — вентилятор; *11* — нагнетательный воздуховод; *12* — всасывающий воздуховод; *13* — холодильный агрегат

Проведение гипотермии при хирургическом лечении больных с врожденными пороками сердца применимо в случае, когда операция сопровождается выключением сердца из кровообращения (до 10 мин) или при существовании опасности возникновения гипоксии в связи с операцией.

Гипотермию осуществляют путем погружения больного (на 40—50% поверхности его тела) в ванну, температура воды в которой ниже температуры тела больного (рис. X—3, *а*). При операции без выключения сердца из кровообращения наиболее благоприятно снижение температуры части тела до 34—32°С, а в случаях необходимости выключения сердца — до 31—28°С.

В горноспасательной практике в комплексе лечебно-реанимационных (оживление организма) мер успешно применяют умеренное локальное охлаждение и компрессию травмированных тканей, пострадавших при обрушениях. В автономных переносных аппаратах для осуществления охлаждения и компрессии в комплексе медицинского обеспечения на этапах лечебной помощи пострадавшим с длительным раздавливанием тканей применяют сухой лед. Конструкция разработанного и изготовленного на этой основе аппарата предусматривает возможность продолжительного комбинированного (холодильного и компрессионного) воздействия с одновременным обездвиживанием конечности. Подобные аппараты (холодильно-компрессионные) применяют и в других странах (США, Бельгия, Франция и др.). Конструктивная особенность аппаратов — наличие автономного малогабаритного агрегата многочасового действия, обеспечивающего регулируемые охлаждение организма и принудительную циркуляцию хладоносителя в манжете.

Метод гипотермии успешно применяют в акушерстве. Во время осложненных родов, при гипоксии и родовой травме на голову плода накладывают специальный аппарат (рис. XI—3, *б*), позволяющий снижать на несколько минут температуру до 30°С; в этом случае плод переносит кислородное голодание значительно легче.

Гипотермия (искусственное охлаждение до 37—0°С) используется при консервировании органов для трансплантации (пересадка орга-

нов). Температура, до которой охлаждают орган (или ткань), должна быть ниже необходимой для его нормального функционирования, но выше температуры его замерзания.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Белоус А. М., Шраго М. Н., Пушкарь Н. С.* Криоконсерванты.— Киев: Наукова думка, 1979.—129 с.

2. *Гаврилов О. К.* Криоконсервирование клеток крови и их применение в клинической практике.— Советская медицина, 1976, № 8, с. 16—21.

3. *Криогенный* метод лечения опухолей головы и шеи/[А. И. Пачес, В. В. Шенталь, Г. П. Птуха, А. Б. Рикберг, Л. И. Трушкевич].— М.: Медицина, 1978.—237 с.

4. *Криохирургия* в оториноларингологии/ /[И. И. Потапов, П. Г. Рудня, Л. С. Тарлычева, Б. В. Шеверыгин].— М.: Медицина, 1975.— 304 с.

5. Труды XIV Международного конгресса по холоду.— М. Внешторгиздат, 1975, т. III.

6. *Федорова Л. И., Виноград-Финкель Ф. Р., Аграненко В. А.* Криоконсервирование эритроцитов, их клиническое применение и перспективы метода.— Советская медицина, 1978, № 8, с. 12—15.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Технические характеристики воздушных фильтров

Фильтры	Марка фильтра	Воздушная нагрузка на входное сечение, м³/(м²·ч)		Гидравлическое сопротивление, Па	Пылеемкость фильтра, отнесенная к площади входного сечения	Средняя начальная запыленность очищаемого воздуха, мг/м³		Способ регенерации фильтров
		рекомендуемая	допустимая			допустимая	предельная	
Смоченные пористые								
волокнистые рулонные	ФРУ	8000	10000	60	450	0,5	1	Смена фильтрующего материала
волокнистые ячейковые	ФяЦ	6000	7000	40	570	0,3	0,5	То же
масляные самоочищающиеся	КД, КдМ, КТ	6000	7000	80	7—15% массы масла в ванне	0,5	1	Непрерывная промывка в масле с периодической заменой масла
масляные ячейковые								
со стальной сеткой	ФяР	6000	7000	60	2300	1	3	Промывка в содовом растворе с последующим замасливанием
с сеткой из винипласта	ФяВ	6000	7000	60	2600	1	3	То же
Сухие пористые								
волокнистые ячейковые	ЛАИК	—	—	—	—	—	—	Смена фильтра
	ФяЛ	6000	7000	100	430	0,05	0,15	Смена фильтрующего материала
волокнистые панельные	ФР-Г	2000	10000	60	1130	0,1	0,20	То же
волокнистые рулонные	ФРП	5000	9000	100	1000	4	6	Пневматическая очистка фильтрующего материала
сетчатые ячейковые	ФяВ	6000	7000	60	2220	1	3	Очистка фильтрующего материала путем промывки в воде или пневматическая очистка
губчатые ячейковые	ФяП	6000	7000	70	350	0,3	0,5	То же
Электрические двухзональные								
агрегатные	ФЭ	7000	8000	10/40*	1500	2	10	Промывка водой, смена противоуносного фильтра
тумбочные	ЭФ-2	7000	8000	10/40*	1500	2	10	То же

Примечания: 1. Значения пылеемкости приведены при увеличении гидравлического сопротивления против начального примерно в три раза (гидравлическое сопротивление самоочищающихся фильтров практически постоянно).
2. Значения гидравлического сопротивления относятся к чистым фильтрам при рекомендуемых воздушных нагрузках.
3. Значения предельной запыленности соответствуют кратковременному повышению запыленности атмосферного воздуха.

* В числителе — для аппаратов без противоуносного фильтра, в знаменателе — при наличии противоуносных волокнистых фильтров.

Приложение 2

Значения относительной температуры Θ_1, вычисленные по формуле (VIII—2)

Расстояние между трубами a, м	Толщина слоя льда, $\delta_л$ м	Эффективный коэффициент теплоотдачи, $\alpha_э$, Вт/(м²·К)			
		9,304	11,63	13,956	16,282
Трубы наружным диаметром 25 мм					
0,09	0,03	0,7303 0,7285	0,6844 0,6822	0,6439 0,6414	0,6079 0,6052
	0,05	0,6875 0,6869	0,6377 0,6371	0,5947 0,5940	0,5571 0,5563
0,1	0,03	0,7247 0,7216	0,67 2 0,6747	0,6374 0,6334	0,6012 0,5968
	0,05	0,6822 0,6811	0,6321 0,6308	0,5889 0,5875	0,5512 0,5495
Трубы, наружным диаметром 32 мм					
0,08	0,03	0,7385 0,7375	0,6933 0,6922	0,6533 0,6519	0,6176 0,6162
	0,05	0,6950 0,6946	0,6458 0,6455	0,6031 0,6027	0,5656 0,5652
0,09	0,03	0,7337 0,7319	0,6880 0,6860	0,6479 0,6454	0,6119 0,6094
	0,05	0,6905 0,6899	0,6410 0,6403	0,5981 0,5974	0,5607 0,5598
0,1	0,03	0,7289 0,7261	0,6828 0,6795	0,6422 0,6384	0,6062 0,6021
	0,05	0,6860 0,6849	0,6361 0,6349	0,5932 0,5918	0,5555 0,5540
Трубы наружным диаметром 38 мм					
0,09	0,03	0,7355 0,7338	0,6900 0,6879	0,6499 0,6474	0,6141 0,6116
	0,05	0,6921 0,6915	0,6427 0,6420	0,5998 0,5991	0,5624 0,5616
0,1	0,03	0,7311 0,7284	0,6852 0,6820	0,6449 0,6412	0,6089 0,6049
	0,05	0,6879 0,6869	0,6388 0,6371	0,5954 0,5904	0,5578 0,5563

Примечания: 1. В числителе приведены значения Θ_1 в точке над осью трубы ($x = 0$); в знаменателе — в равноудаленной от соседних труб точке ($x = a/2$). 2. При расчетах толщина бетона над трубами принята равной 30 мм; коэффициент теплопроводности бетона с учетом армирования 1,625 Вт/(мК).

Агрегаты ледокольные 104
Аккумуляторы холода зероторные 122
— — ледяные 120
— — панельного типа 121
— — фригаторные 122
Алкилирование сернокислотное 13

Баланс помещения влажностный 127
— — тепловой 126
Батареи катков ледяных 223

Влагосодержание материалов 141
Воздухоснабжение заводов 40
Время намораживания блоков ледяных 111
Выделение параксилолов 11
Выделение человеком теплоты и влаги 140

Газификатор льда сухого 96
Гибка труб 41
Гипотермия 263
Грунты, свойства 46

Депарафинизация масел 4
Диоксид углерода, свойства термодинамические 67, 70, 73
— — — физико-химические 75
— — — физиологические 76
— — — химические 75

Замораживание вакуумное 245
Замораживание грунтов азотное 49
— — зональное 43
— — локальное 43
— — ступенчатое 43
Запрессовка деталей 38
Зоны климатические 129

Камеры агрегатные 219
— для испытания крупногабаритных объектов 220
— медицинские 221
— приборные 219
Катки ледяные искусственные, конструкции 228
— — — расчет теплотехнический 229
Клатраты 252
Колонка замораживающая 43
Колонна промывочная 248
Компрессоры углекислотные 86
Конденсация газа низкотемпературная 15
Кондиционеры автономные теплонасосные 180
— агрегатные неавтономные 157
— бытовые комнатные 173
— кровельные 183
— судовые 197, 198, 199
— эжекционные 159
Кондиционирование воздуха в автомобилях и автобусах 204
— — в вагонах железнодорожных 202
— — в камерах холодильных 184
— — в животноводстве 192
— — в молочной промышленности 189
— — в мясной промышленности 187
— — в пищевой промышленности 187
— — в промышленных зданиях 183
— — в табачной промышленности 192
— — в чайной промышленности 191
— — на самолетах 206
— — на судах 195
— — прецизионное 193
— — при хранении зерна 190
Контактор 13
Контейнеры для сухого льда 92
Консервирование крови 263
Крекинг каталитический 12
Крепление деталей 40
Кристаллизация солей 39
Коэффициент влаговыпадения 128
Коэффициент извлечения пресной воды 242
Коэффициент преобразования электрический 181

Лаборатория испытания автомобилей 211
— исследования грунтов 216
— — материалов строительных 215
Лед водный, применение 123
— — свойства 99
— водоемный 102
— сухой, применение 95, 96
— — производство 77
— — хранение 92
Льдобунт-холодогенератор 107
Льдогенераторы, классификация 107
— кожухотрубные 114
— пакетно-панельные 115
— плитные 112
— роторные 116
— скребковые 117
— типоразмеры 111
— фрезерные 118
— характеристики 110
Льдозаводы 122

Масловлагоотделители углекислотные 88

Нормы воздухообмена санитарные 145

Обезмасливание гачей 11
Обработка сталей 37
Ограждение льдогрунтовое 42
— — выбор источника замораживания 48
— — расчет 44
Осушка воздуха 39
Опреснители, классификация 242
— вымораживающие вакуумные 246
— — контактные 249
Опреснитель-концентратор вымораживающий 244
Осушители воздуха механические 181, 182
Отделитель неконденсатов 25
Охлаждение ванн анодирования 38
— бетона 60
— испарительное 169
— пищевых прдуктов сухим льдом
— природного газа 13

Параметры наружного воздуха летние 130
— — — оптимальные комфортные 136
— — — — в технологических процессах 137
Поле ледяное 226
Производство азотное 22
— бутилкаучука 28
— волокон химических 32
— диоксида углерода жидкого 90
— катализаторов 12
— каучука синтетического 27
— льда сухого 77
— смол 29
— пластмасс 29
— фотокинопленки 33
— хлора 28
— этилена 27
Промышленность резинотехническая 31

Работа опреснения 243
Разделение ксилолов 11
Разделение растворов максимальное 259
Рассолы, характеристики теплофизические 99
Расширитель-сепаратор 25

Системы кондиционирования воздуха судовые 196
Системы охлаждения катков 222
Сжижение газа природного 18
Снег рыхлый 102
Снегогенератор 96
Снегопресс шнековый 119
Снятие облоя 38
СОУ воздушные 53, 58
— жидкостные 53, 58
— парожидкостные 55, 59
— расчет тепловой 56
Старение сплавов алюминиевых 38
Сухой лед. см. Лед сухой

Таяние льда 100
Температура гравия 60
— летняя комфортная 136
— радиационно-эффективная 134
— эквивалентно-эффективная 134
Тепловлажностное отношение 128
Теплоизоляция катка искусственного 227
Толщина льдогрунтового ограждения 42

Ферментатор 35
Фильтры воздушные 166
Форсунки камерные 154

Хранение диоксида углерода газообразного 94
— — — жидкого 94
— — — твердого 92
— льда водного 102
— мороженого 94
Холодильник ледяной 106, 107

Уравнение поля температурного поверхности льда 232
Уравнения балансовые 127
Условия образования гидратов 252
Установки испытательные высотные 216
— климатические 210, 211

Эффективность термодинамическая опреснителей 242

ОГЛАВЛЕНИЕ

Глава I. **Применение холода в нефтяной, газовой и химической промышленности** . . . 3
(д-р техн. наук А. В. Быков, инж. И. К. Савицкий, инж. Т. В. Гоголина, инж. Т. Е. Канышева, инж. А. В. Таланов)

Общие сведения 3
Нефтяная промышленность 4
Газовая промышленность 13
Химическая промышленность 22
Список использованной литературы 35

Глава II. **Применение холода в машиностроении и металлургии** 37
(инж. А. Н. Фомин)

Список использованной литературы 41

Глава III. **Холод в строительной технике** 42
(канд. техн. наук Н. А. Бучко, д-р техн. наук Н. Г. Трупак)

Общие сведения 42
Искусственное замораживание грунтов 42
Сезоннодействующие устройства для охлаждения и замораживания грунтов . . 51
Охлаждение массивных бетонных сооружений . . . 60
Условные обозначения . . 65
Список использованной литературы 64

Глава IV. **Производство и применение сухого льда** . . . 67
(канд. техн. наук Т. Ф. Пименова)

Общие сведения 67
Основные свойства диоксида углерода 67
Производство сухого льда . 77
Производство жидкого диоксида углерода 90
Хранение и транспортировка CO_2 92
Применение сухого льда . . 94
Условные обозначения . . 97
Список использованной литературы 98

Глава V. **Производство и применение водного льда** . . . 99
(канд. техн. наук В. А. Бобков)

Общие сведения 99
Основные свойства водного льда 99
Климатические условия заготовки и хранения естественного льда 101
Заготовка, хранение и переработка естественного льда 102
Холодильники и установки ледяного охлаждения . . . 104
Производство искусственного льда 107
Условные обозначения . . 124
Список использованной литературы 124

Глава VI. **Кондиционирование воздуха** 126
(д-р техн. наук, проф. А. А. Гоголин, канд. техн. наук В. А. Гоголин, инж. Н. Я. Барулин, инж. Л. А. Трускова) .

Общие сведения 126
Тепловой и влажностный балансы помещения . . . 126
Расчетные параметры наружного воздуха 128
Комфортные и технологические требования к параметрам воздуха в помещении . 134
Расчет поступления теплоты и влаги в помещение . . . 139
Способы тепловлажностной обработки воздуха и регулирование его параметров 145
Системы кондиционирования воздуха и типы применяемых в них кондиционеров . 147
Распределение воздуха в помещениях 161
Борьба с пылью, запахами и шумом 166

Холодоснабжение установок кондиционирования воздуха 167
Автономные кондиционеры и механические осушители воздуха 171
Кондиционирование воздуха в промышленных зданиях . 183
Кондиционирование воздуха в холодильных камерах . . 184
Кондиционирование воздуха в пищевой промышленности 187
Кондиционирование воздуха в животноводстве 192
Прецизионное кондиционирование воздуха 193
Кондиционирование воздуха на судах 195
Кондиционирование воздуха в железнодорожных вагонах 202
Кондиционирование воздуха в автобусах и автомобилях 204
Кондиционирование воздуха на самолетах 206
Условные обозначения . . 207
Список использованной литературы 208

Глава VII. **Испытательные холодильные установки** 210
(инж. А. Н. Фомин, инж. Л. Л. Генин)

Общие сведения 210
Климатические установки . 211
Высотные установки . . . 216
Производственные и научно-исследовательские установки 220

Глава VIII. **Искусственные ледяные катки** 222
(канд. техн. наук Э. Л. Лихтенштейн)

Общие сведения 222
Конструкции охлаждающих батарей 223
Расчеты искусственных катков 229
Схемы и конструкции сооружений с искусственным льдом 236
Условные обозначения . . 240
Список использованной литературы 241

Глава IX. **Опреснение соленой воды** 242
(д-р техн. наук, проф. Л. З. Мельцер, канд. техн. наук Л. Ф Смирнов)

Общие сведения 242
Естественное замораживание 243
Искусственное замораживание через теплопередающую поверхность 244
Вакуумное замораживание вблизи тройной точки . . . 245
Контактное замораживание с помощью холодильного агента, не смешивающегося с водой 248
Кристаллогидратный метод опреснения 252
Максимальное и предельное разделение водных растворов 258
Условные обозначения . . 259
Список использованной литературы 260

Глава X. **Применение холода в медицине** 261
(д-р мед. наук Л. И. Федорова, д-р мед. наук, проф. В. А. Аграненко)

Общие сведения 261
Криогенные методы лечения 261
Применение холода для консервирования крови . . . 263
Гипотермия в медицине . . 263
Список использованной литературы 265

Приложения 266
Предметный указатель . . . 268

Виктор Ардитович Аграненко
Николай Яковлевич Барулин
Всеволод Андреевич Бобков
Наталия Александровна Бучко
Александр Васильевич Быков
Леонид Львович Генин
Анатолий Аркадьевич Гоголин
Виктор Анатольевич Гоголин
Татьяна Викторовна Гоголина
Татьяна Евгеньевна Каныгева
Эдуард Лазаревич Лихтенштейн
Леонид Зиновьевич Мельцер
Татьяна Федоровна Пименова
Игорь Константинович Савицкий
Леонард Федорович Смирнов
Анатолий Васильевич Таланов
Николай Григорьевич Трупак
Людмила Алексеевна Трускова
Людмила Ивановна Федорова
Александр Николаевич Фомин

РАЗЛИЧНЫЕ ОБЛАСТИ
ПРИМЕНЕНИЯ ХОЛОДА

Зав. редакцией Л. В. Корбут
Редактор Г. А. Гусева
Художественный редактор
Т. И. Мельникова
Технический редактор Н. Н. Зиновьева
Корректоры В. А. Лебедева,
Н. Н. Михайлова

ИБ № 911

Сдано в набор 28.12.84. Подписано в печать 05.10.85. Т-19643. Формат 70×90¹/₁₆. Бумага типографская № 2. Литературная гарнитура. Высокая печать. Усл. п. л. 19,89. Усл. кр.-отт. 19,89. Уч.-изд. л. 27,43. Тираж 11 000 экз. Заказ 7909. Цена 1 р. 80 к.

Ордена Трудового Красного Знамени ВО «Агропромиздат». 107807, ГСП, Москва, Б-53, ул. Садовая-Спасская, д. 18.

Набрано на Ярославском полиграфкомбинате Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 150014, Ярославль, ул. Свободы, 97.

Отпечатано с матриц в областной типографии управления издательств, полиграфии и книжной торговли Ивановского облисполкома, 153628, г. Иваново, ул. Типографская, 6.