Ю.В.ЗАХАРОВ

СУДОВЫЕ УСТАНОВКИ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

*

Допущено
Министерством высшего
и среднего специального
образования СССР
в качестве учебника
для студентов вузов,
обучающихся по специальности
«Судовые силовые установки»



ИЗДАТЕЛЬСТВО «СУДОСТРОЕНИЕ» ЛЕНИНГРАД · 1972

УДК (621.57+628.84):629.12
338

РЕЦЕНЗЕНТЫ: **кафедра кондиционирования воздуха ЛТИХП** и д. т. н. **А. А. ГОГОЛИН**

НАУЧНЫЙ РЕДАКТОР — доц. **А. П. ДОБРОВОЛЬСКИЙ**

3—18—5
47—72

ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебник написан на основе многолетнего опыта автора по чтению курса «Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины» в Николаевском кораблестроительном институте, результатов научных исследований в отраслевой научно-исследовательской лаборатории кондиционирования воздуха и рефрижерации на судах НКИ, систематизации и обобщения материалов исследований и конструкторских разработок ведущих институтов и предприятий, а также отдельных специалистов в этой области. Учтены рекомендации, которые содержатся в различных нормативных и руководящих технических материалах.

Программа курса до утверждения ее Учебно-методическим управлением по высшему образованию МВ и ССО СССР в качестве типовой для кораблестроительных и других институтов по специальности 0525 «Судовые силовые установки» была обсуждена в ЛКИ, вузах морского и речного флота, НИИ, проектных организациях, на предприятиях судостроительной промышленности и откорректирована в соответствии со сделанными замечаниями.

В учебнике рассмотрены термодинамические и санитарно-гигиенические основы комфортного кондиционирования воздуха; принципы технического кондиционирования на сухогрузных и нефтеналивных судах (системы осушения воздуха и осушенных инертных газов); судовые системы и оборудование комфортного кондиционирования воздуха, их схемы, конструкции, характеристики, теория и расчет (включая системы, кондиционеры, их элементы и воздухораспределение); теория, конструкции и расчет холодильных машин, обслуживающих судовые установки кондиционирования воздуха, в том числе и перспективных для судов теплоиспользующих машин; основные вопросы автоматизации, стендовые, швартовные и ходовые испытания судовых установок кондиционирования воздуха.

Учебник предназначен не только для изучения курса, но и в качестве основы для курсового и дипломного проектирования.

При написании учебника использованы единицы Международной системы (СИ), а также единицы, допускаемые к применению наравне с единицами СИ (см. прилож. I).

СОКРАЩЕНИЯ И УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

АБХМ — абсорбционная холодильная машина (АБЛХМ — бромистолитиевая, АФХМ — фреоновая)
ВН — воздухонагреватель
ВО — воздухоохладитель
ВР — воздухораспределитель
ВРД (ВРДК) — воздухораспределитель доводочный (концевой, каютный)
ВЭХМ — водяная эжекторная холодильная машина
ЗВ — забортная вода
И — испаритель
К — компрессор
КА — кондиционер автономный
КАГ — кондиционер автономный групповой
КАМ — кондиционер автономный местный
Кн — конденсатор
КУ — каплеуловитель
КЦ — кондиционер центральный
НВ — наружный воздух
П — помещение
ПКХМ (ПКФХМ) — парокомпрессорная (фреоновая) холодильная машина
РК — регулирующий клапан
РВ — рециркуляционный воздух
РТО — регенеративный теплообменник
САР — система автоматического регулирования
СК — соленоидный клапан
СКВ — система кондиционирования воздуха
СУКВ — судовая установка кондиционирования воздуха
ТКФХМ — турбокомпрессорная фреоновая холодильная машина
ТО — теплообменник
ТРК — терморегулирующий клапан
У — увлажнитель
УТИХМ — утилизационная теплоиспользующая холодильная машина
ФЭХМ — фреоновая эжекторная холодильная машина
ЭВ — электровентилятор
ЭП — электронагреватель воздуха


— фильтр для воздуха


— воздухоохладитель


— воздухонагреватель

— увлажнитель воздуха


— каплеуловитель

ВВЕДЕНИЕ

Современные морские суда являются местом постоянной работы и жительства членов экипажей и продолжительного пребывания пассажиров. Поэтому в жилых, служебных, пассажирских и общественных помещениях этих судов в любых районах плавания, в любое время года и при любых метеорологических условиях должен поддерживаться благоприятный для людей *микроклимат,* т. е. совокупность состава и параметров состояния воздуха, а также тепловых излучений в ограниченных пространствах помещений.

Микроклимат в судовых помещениях обеспечивается с помощью систем *комфортного кондиционирования* воздуха и соответствующей изоляции помещений, температура внутренней поверхности которых не должна существенно (более чем на 2° С) отличаться от температуры воздуха в этих помещениях. Системы комфортного кондиционирования предназначены для очистки и тепловлажностной обработки воздуха, подаваемого в помещения. При этом в помещении должны быть обеспечены определенные, наперед заданные кондиции, т. е. параметры состава и состояния воздуха: его чистота, достаточный процент содержания кислорода, температура, относительная влажность и подвижность (скорость перемещения). Эти заданные кондиции воздуха и определяют так называемые комфортные условия для людей.

В различных районах плавания судов в разное время года температура наружного (атмосферного) воздуха может достигать самых больших (до 40—45° С) и самых низких (до —50° С) значений. Температура забортной воды при этом может изменяться в широких пределах: от +35° С до —2° С, а содержание влаги в 1 кг воздуха —от 24—26 до 0,1—0,5 г. В таких условиях плавания судна существенно изменяется и интенсивность солнечной радиации. Если учесть, что суда представляют собой большие металлические сооружения с высоким коэффициентом теплопроводности, то становится ясно, насколько велико влияние внешних условий на формирование микроклимата в судовых помещениях. К тому же, на судне достаточно много внутренних объектов тепло- и влаговыделений.

Все это требует от судовой системы комфортного кондиционирования воздуха большой гибкости (маневренности) в работе. В теплых районах (или в летнее время) она должна обеспечивать отвод из помещений соответствующих тепло- и влагоизбытков, а в холодных районах (или в зимнее время) — компенсировать теплопотери и отводить избыточную влагу, выделяемую в основном людьми, а также некоторым оборудованием. В летнее время года наружный воздух перед подачей в помещения обычно требуется охлаждать и осушать, а в зимнее — подогревать и увлажнять (хотя наружный воздух в зимнее время и имеет высокую относительную влажность — до 80—90%, он содержит очень небольшое количество влаги, не более 1—3 г на 1 кг воздуха).

Подогрев и увлажнение воздуха осуществляют, как правило, водяным паром или водой, а его охлаждение и осушение — с помощью холодильных машин. Таким образом, холодильные машины являются неотъемлемой частью судовых установок комфортного кондиционирования воздуха (в дальнейшем для краткости будем опускать слово «комфортное»).

Кроме того, холодильные машины используются почти на всех судах морского и речного флота для сохранения запаса провизии, а также на промысловых, производственных и транспортных рефрижераторных судах для обработки и хранения скоропортящихся грузов (такую функцию холодильных машин принято называть *рефрижерацией).* В послеиие годы холодильные машины стали применять для осушения воздуха в трюмах сухогрузных и танках нефтеналивных судов. Это предотвращает порчу гигроскопических грузов (муки, зерна, хлопка, табака и пр.), повреждение перевозимого на судах оборудования, механизмов и значительно уменьшает коррозию внутренних металлических частей корпуса и оборудования судов. Такая обработка воздуха трюмов и танков обычно называется *техническим кондиционированием.*

Первый опыт применения на судах «машинного» охлаждения относится к 70—80-м годам прошлого столетия, когда почти одновременно были созданы и начали распространяться парокомпрессорные аммиачные, углекислотные и сернистоангидридные, воздушные и абсорбционные холодильные машины. Так, в 1876 г. французским инженером-изобретателем Шарлем Телье впервые успешно был применен «машинный» холод на пароходе «Фригорифик» для перевозки охлажденного мяса из Буэнос-Айреса в Руан. В 1877 г. пароход «Парагвай», оборудованный абсорбционной холодильной установкой, доставил мороженое мясо из Южной Америки в Гавр, причем мясо было заморожено на этом же судне в специальных камерах. Вслед за этим были осуществлены удачные рейсы с мясом из Австралии в Англию, в частности на пароходе «Стратлевен», оборудованном воздушной холодильной машиной. К 1930 г. мировой морской рефрижераторный флот состоял уже из 1100 судов общей грузовместимостью 1,5 млн. условных тонн.

В России первое рефрижераторное судно — несамоходная баржа грузоподъемностью 160 т с воздушными холодильными ма-

шинами — было построено в 1888 г. Оно предназначалось для перевозки рыбы из Астрахани вверх по Волге. В 1904 г. была построена рефрижераторная баржа «Север» той же грузоподъемности для перевозки рыбы с низовьев Енисея в Красноярск, оборудованная рассольной системой охлаждения с углекислотными машинами холодопроизводительностью 64 кВт (55 тыс. ккал/ч). В 1907 г. для перевозки рыбы с низовьев Амура в Хабаровск была построена рефрижераторная баржа грузоподъемностью 500 т. На ней были применены рассольное охлаждение и углекислотные машины холодопроизводительностью 93 кВт (80 тыс. ккал/ч).

Рефрижераторный флот России развивался путем организации морских перевозок. Так, с 1902 г. осуществлялись регулярные перевозки масла из Петербурга и Прибалтики в порты Западной Европы. С дальнего Востока в Одессу перевозили рыбу, а в обратном направлении — фрукты, вина и другие грузы. К 1911 г. общее количество судов, предназначенных для перевозки скоропортящихся грузов на морском и речном транспорте России, составляло около 30 ед. Кроме того, некоторые суда были снабжены сравнительно небольшими грузовыми охлаждаемыми помещениями, а на многих грузо-пассажирских и грузовых судах были оборудованы провизионные камеры с «машинным» охлаждением.

После Октябрьской революции советскому торговому флоту достались всего три судна, снабженные холодильными установками. Создание судовой холодильной техники в СССР, можно сказать, начиналось с нуля. В этот период были перестроены и переоборудованы под рефрижераторные грузы несколько грузо-пассажирских пароходов и теплоходов с использованием углекислотных холодильных машин. В годы первых пятилеток рефрижераторный морской флот Советского Союза был пополнен рядом новых, хорошо оборудованных рефрижераторных судов значительной грузовместимости.

К числу лучших рефрижераторных судов довоенного советского морского флота следует отнести пароходы «Днепр» и «Днестр», теплоходы «Волга», «Нева», «Рион», «Кубань», суда типов «Смольный» и «Дзержинский», «Рефрижератор № 3» отечественной постройки с холодильной установкой холодопроизводительностью 1163 кВт (1 млн. ккал/ч).

Во время Великой Отечественной войны и сразу после нее были построены современные речные рефрижераторы типа «Адмирал Нахимов» грузоподъемностью 1000 т для Волги, Енисея, Амура. Они имеют рассольную систему охлаждения шести трюмов и аммиачные машины холодопроизводительностью 350 кВт (~300 тыс. ккал/ч).

В настоящее время Советский Союз располагает самым мощным в мире рефрижераторным рыбодобывающим флотом, в состав которого входят современные траулеры, рыбоморозильные суда, производственные и транспорные рефрижераторы, китобойные и рыбопромысловые базы «Советская Украина», «Советская Россия», «Восток», рыбоконсервные плавучие заводы типов «Андрей

Захаров» и «Кораблестроитель Клопотов» и другие, на которых установлены самые мощные в мире судовые холодильные машины. Отечественный флот систематически пополняется новыми совершенными рефрижераторными судами, строящимися на заводах СССР, которые строят такие суда и для ряда зарубежных стран.

Комфортное кондиционирование воздуха на судах начали применять в конце прошлого века. Так, в 1896 г. на английском судне «Норман» впервые было применено искусственное охлаждение воздуха в библиотеке и музыкальном салоне. На построенном в Англии для России в 1898 г. пароходе «Кострома» предусматривалось калориферное отопление и вентиляция помещений. Система круглогодичного комфортного кондиционирования воздуха (с его охлаждением и нагреванием) впервые была применена на японском параходе «Кумано-мару», построенном в 1903 г.

К 1930 г. в мире насчитывалось около ста судов, оборудованных системами кондиционирования воздуха. Однако на многих из них вследствие недостаточной холодопроизводительности установленных машин в летнем режиме в помещениях не всегда поддерживались комфортные значения параметров воздуха. В 30-х годах на пассажирских судах стали устанавливать более мощные системы кондиционирования, обеспечивавшие условия комфорта в салонах, ресторанах, каютах-люкс и каютах 1-го класса (английский лайнер «Куин-Мэри» постройки 1936 г. с пароэжекторной машиной холодопроизводительностью 350 кВт; французский пассажирский пароход «Нормандия» с турбокомпрессорной холодильной машиной производительностью 640 кВт и др.).

В то время комфортное кондиционирование на флоте считалось роскошью и поэтому не распространялось на жилые и общественные помещения судового экипажа. Только в послевоенные годы на судах стали предусматривать системы кондиционирования для всех обитаемых помещений.

Особенно быстрое развитие судовых систем кондиционирования воздуха, в том числе и в Советском Союзе, началось с конца 50-х годов. На крупных пассажирских лайнерах холодопроизводительность машин, обслуживающих системы кондиционирования воздуха, достигала нескольких тысяч киловатт. Так, на построенном в 1961 г. английском лайнере «Канберра» она составляла около 7000 кВт, а на фарнцузском лайнере «Франс» (построенном в 1962 г. и имеющем 102 центральных кондиционера) — 7730 кВт.

Первые разработки судовых систем кондиционирования воздуха в Советском Союзе относятся к 1957—1958 гг. В 1959 г. на наших заводах были построены первые в стране морские и крупные речные суда с комфортным кондиционированием воздуха: сухогрузный пароход «Ленинский комсомол», пассажирские речные дизель-электроходы «Ленин» и «Советский Союз» для Волги с холодильными машинами общей производительностью 700 кВт (на каждом судне), китобаза «Советская Украина» и др.

В 1960 г. в составе морского флота СССР было уже более 20 крупных судов с системами кондиционирования воздуха отечественной и зарубежной постройки: пассажирские теплоходы типа «Михаил Калинин» (ГДР, 1958 г.), сухогрузные типа «Ленногорск» (ПНР, 1958 г.), углерудовозы типа «Углеуральск» (ГДР, 1958 г.), пассажирские типа «Киргизстан» (отечественные, 1959 г.), научно-исследовательские суда «Сергей Вавилов» и «Петр Лебедев» — первые теплоходы, оборудованные отечественными высокоскоростными системами кондиционирования воздуха (1960 г.), и др.

В последующие годы отечественной судостроительной промышленностью были сданы в эксплуатацию крупные морские суда с совершенными системами кондиционирования воздуха (танкеры типа «София», сухогрузы типа «Славянск», «Капитан Кушнаренко», «Калининград», танкеры типа «Великий Октябрь» и др.). Одновременно советский морской флот пополнялся судами с системами кондиционирования воздуха зарубежной постройки, к которым относятся танкеры типов «Луганск» и «Лисичанск» (Япония), сухогрузы типа «Муром» (ПНР), пассажирские лайнеры типа «Иван Франко» (ГДР) и др. Сданы в эксплуатацию отечественные речные турбоходы на подводных крыльях типа «Буревестник», где также применяется кондиционирование воздуха. В настоящее время в соответствии с Санитарными правилами [127, 128] в СССР все строящиеся морские суда обязательно оборудуются системами комфортного кондиционирования воздуха. Судостроительная промышленность добилась значительных успехов в создании и совершествовании таких систем.

Впервые практически пригодная воздухоосушительная установка для технического кондиционирования фирмы Каргокейр Энжиниринг Корпорейшн была применена на пароходе «Экспортер» в 1939 г. Вторая мировая война временно задержала дальнейшее совершенствование оборудования для технического кондиционирования на судах, однако в послевоенные годы исследования в этой области были продолжены во многих странах мира, в том числе и в СССР. В настоящее время установками осушения воздуха оборудованы сотни судов во всем мире.

ГЛАВА

I

ВЛАЖНЫЙ ВОЗДУХ И ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЕГО ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ

§ 1
Основные свойства и параметры состояния влажного воздуха

Атмосферный воздух представляет собой смесь сухого воздуха и водяных паров, содержание которых составляет от нескольких десятых до 3—4%; он называется влажным воздухом. В состав сухого воздуха, являющегося также механической смесью различных газов, входят, в основном, азот и кислород, а также аргон (около 1% по объему), углекислый газ, водород, гелий, неон, озон, криптон, ксенон (в общем составляющие 0,03—0,04%). В обычном для условий кондиционирования воздуха интервале температур и давлений, в отличие от водяных паров, состав и агрегатное состояние сухого воздуха не изменяются. В расчетах для сухого воздуха обычно принимают содержание азота постоянным и равным 79% по объему или 77% по массе, а кислорода — соответственно 21 и 23%.

Физические свойства влажного воздуха характеризуются параметрами его состояния, которыми служат: температура t (по сухому термометру), влагосодержание d, абсолютная $\gamma_п$ и относительная φ влажность, плотность γ, температура $t_м$ по мокрому (влажному) термометру, температура $t_{рос}$ точки росы, степень насыщения ψ, парциальное давление $p_п$ водяного пара, энтальпия I. Для определения всех величин, характеризующих состояние влажного воздуха, как правило, достаточно знать два параметра.

Влажный воздух можно рассматривать как смесь идеальных газов, каждый компонент которой занимает весь объем смеси, имеет температуру смеси и находится под своим парциальным давлением. Согласно закону Дальтона давление смеси (влажного воздуха) равно сумме парциальных давлений $p_с$ и $p_п$ сухого воздуха и водяного пара

$$p = p_с + p_п. \tag{I.1}$$

Уравнения состояния для сухого воздуха и водяного пара как идеальных газов могут быть записаны в виде

$$p_с = \gamma_с R_с T; \tag{I.2}$$

$$p_п = \gamma_п R_п T, \tag{I.3}$$

где $\gamma_с$ и $\gamma_п$ — плотность соответственно сухого воздуха и водяного пара, кг/м³, при их парциальных давлениях и температуре T, К;

$R_с$ — газовая постоянная сухого воздуха ($R_с$=287), Дж/(кг·К);

$R_п$ — газовая постоянная водяного пара ($R_п$=461), Дж/(кг·К).

Влагосодержанием d называется количество водяных паров во влажном воздухе в килограммах (или граммах), приходящееся на 1 кг сухого воздуха или содержащееся в $(1+d)$ кг влажного воздуха. Для 1 м³ влажного воздуха можно записать

$$d = \frac{\gamma_п}{\gamma_с}. \qquad (I.4)$$

Подставляя значения $\gamma_с$ и $\gamma_п$ в уравнение (I.4) из выражений (I.2) и (I.3) и учитывая формулу (I.1), получаем

$$d = \frac{R_с}{R_п} \cdot \frac{p_п}{p_с} = 0{,}622\frac{p_п}{p - p_п} \text{ кг/кг}. \qquad (I.5)$$

Из этого уравнения можно найти зависимость для $p_п$

$$p_п = \frac{pd}{0{,}622 + d}. \qquad (I.5а)$$

Абсолютной влажностью $\gamma_п$ воздуха называется количество водяного пара в килограммах, содержащегося в 1 м³ влажного воздуха. Она численно равна плотности $\gamma_п$ пара при данной температуре t воздуха и парциальном давлении $p_п$ водяных паров в нем.

Количество водяных паров в воздухе может увеличиваться до определенной величины. Если воздух содержит водяных паров меньше этой величины, он называется *ненасыщенным*, а влага, находящаяся в нем, представляет собой перегретый водяной пар. Когда влажный воздух при заданных температуре t и давлении p содержит максимально возможное количество водяных паров, он называется *влажным насыщенным* (или просто *насыщенным*) воздухом. Абсолютная влажность насыщенного воздуха равна плотности $\gamma_п''$ (кг/м³) сухого насыщенного пара, соответствующей температуре t влажного воздуха. При этом парциальное давление насыщенных водяных паров будет равно $p_п''$. Влагосодержание насыщенного воздуха

$$d'' = 0{,}622\frac{p_п''}{p - p_п''}. \qquad (I.6)$$

Относительной влажностью воздуха φ называют отношение абсолютной влажности $\gamma_п$ воздуха при его данной температуре t к абсолютной влажности $\gamma_п''$ насыщенного воздуха при той же температуре или, с учетом уравнения (I.3), отношение парциального давления $p_п$ водяных паров, содержащихся в воздухе,

к парциальному давлению $p_п''$ паров в насыщенном воздухе при той же температуре

$$\varphi = \frac{\gamma_п}{\gamma_п''} = \frac{p_п}{p_п''}. \qquad (I.7)$$

Степень насыщения воздуха ψ равна отношению влагосодержания d ненасыщенного воздуха к влагосодержанию d'' насыщенного воздуха при той же температуре

$$\psi = \frac{d}{d''}. \qquad (I.8)$$

Учитывая уравнения (I.5) и (I.6), получаем

$$\psi = \frac{p_п}{p_п''} \cdot \frac{p - p_п''}{p - p_п} = \varphi \frac{p - p_п''}{p - p_п}, \qquad (I.8а)$$

а используя выражение (I.5а), найдем соотношение между φ и ψ

$$\psi = \varphi \frac{0{,}622 + d}{0{,}622 + d''}. \qquad (I.8б)$$

Поскольку d всегда меньше d'', то и $\psi < \varphi$. Только для насыщенного воздуха, когда $d = d''$, $\psi = \varphi = 1$ (100%). Степень насыщения в расчетах применяют сравнительно редко, обычно используют относительную влажность.

Плотность γ (кг/м³) влажного воздуха представляет собой сумму плотностей сухой части воздуха и водяных паров

$$\gamma = \gamma_с + \gamma_п. \qquad (I.9)$$

Влажный воздух при равных температуре и давлении всегда легче сухого, так как молекулярная масса пара меньше молекулярной массе воздуха (а значит, и $\gamma_п < \gamma_с$). Учитывая уравнения (I.2), (I.3), (I.1) и выражая $p_п$ через d с помощью уравнения (I.5а), из формулы (I.9) получаем

$$\gamma = \frac{p}{287T}\left(\frac{1 + d}{1 + 1{,}61d}\right) = \gamma_с'\left(\frac{1 + d}{1 + 1{,}61d}\right), \qquad (I.10)$$

где $\gamma_с'$ — плотность сухого воздуха при данной температуре t и полном давлении p воздуха, кг/м³.

Уравнение (I.10) подтверждает, что при одинаковых температуре и давлении плотность влажного воздуха меньше, чем сухого. Из этого же уравнения следует, что плотность влажного воздуха с достаточной степенью точности можно считать пропорциональной полному давлению воздуха. На рис. 1 приведена зависимость плотности сухого и влажного насыщенного воздуха от температуры [33]. Пользуясь этой зависимостью и уравнением (I.10), можно находить плотность насыщенного и ненасыщенного влажного воздуха при различных его температурах, давлениях и влагосодержаниях.

Температура точки росы $t_{рос}$ воздуха — та температура, при которой из охлаждаемого, при неизменном влагосодержании d,

воздуха начинает выпадать влага в виде капель (ненасыщенный воздух при охлаждении становится насыщенным, а затем туманом — в виде смеси насыщенного воздуха с мелко-капельной влагой).

Температура по влажному (мокрому) термометру $t_м$ воздуха зависит от его температуры и влагосодержания. Это температура слоя адиабатически насыщенного воздуха у поверхности воды, устанавливающаяся в результате тепло- и влагообмена между воздухом и водой. Ее определяют с помощью термометра с резервуаром, обернутым мокрым батистовым чехлом, нижний конец которого опущен в ванночку с водой (см. § 4). Измеряя температуры t и $t_м$ воздуха по сухому (обычному) и мокрому термометрам и пользуясь психрометрическими таблицами, определяют относительную влажность, а затем и остальные параметры воздуха.

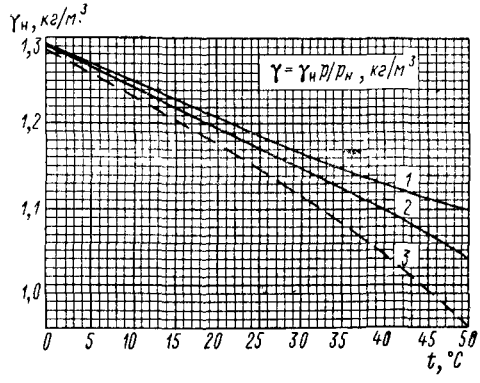


Рис. 1. Зависимость плотности воздуха от температуры ($p_н$=0,101 МПа=760 мм рт. ст). *1* — сухого (φ=0); *2* — насыщенного влажного (φ=1); *3* — сухого в 1 м³ насыщенного влажного воздуха.

Для количественной оценки тепловых процессов при обработке влажного воздуха пользуются понятием его энтальпии, или теплосодержания.

Энтальпия I (кДж/кг) влажного воздуха — количество содержащегося в нем тепла, отнесенное к 1 кг сухого воздуха или к $(1+d)$ кг влажного воздуха. За нулевую точку — начало отсчета энтальпий — принимается энтальпия сухого (d=0) воздуха с температурой 0° С. Значит, энтальпия воздуха может иметь положительное и отрицательное значения.

Энтальпия $(1+d)$ кг влажного воздуха равна сумме энтальпий $i_с$ и $i_п d$ 1 кг сухого воздуха и d кг водяных паров

$$I = i_с + i_п d = c_с t + (r_0 + c_п t)\, d, \qquad (I.11)$$

где $c_с$ — теплоемкость сухого воздуха, равная 1 кДж/(кг·К);
$c_п$ — теплоемкость водяных паров, равная 1,89 кДж/(кг·К);
r_0 — скрытая теплота испарения воды при температуре 0° С, равная 2500 кДж/кг;
t — температура воздуха, °С.

Таким образом,

$$I = 1{,}0t + (2500 + 1{,}89t)\, d \qquad (I.12)$$

или

$$I = (1{,}0 + 1{,}89d)\, t + 2500d = c_{вл} t + 2500d, \qquad (I.12а)$$

где $c_{вл}=1{,}0+1{,}89\ d$ представляет собой теплоемкость влажного воздуха, отнесенную к 1 кг сухого воздуха (сухой его части). Значения $c_{вл}$ зависят от влажности и температуры воздуха, однако зависимость от температуры более существенная. Например, при относительной влажности воздуха $\varphi=0{,}3$; 0,6; 1,0 значения $c_{вл}$ при $t=0°$ С составляют соответственно 1,0077; 1,0098; 1,0127, а при $t=40°$ С равны 1,03; 1,06; 1,098.

Первое слагаемое в формуле (I.12а) $c_{вл}t$ представляет собой явную часть теплосодержания, зависящую в основном от температуры воздуха, а второе — $2500d$ — скрытую, изменяющуюся только при изменении влагосодержания воздуха.

Если воздух находится в состоянии тумана, то он в общем случае может содержать не только насыщенные водяные пары в количестве d'', но и $d_{вод}$ взвешенной капельной влаги, а также $d_л$ кристаллов льда. Энтальпия такого воздуха

$$I = 1{,}0t + (2500 + 1{,}89t)\,d'' + i_{вод}d_{вод} + i_л d_л, \qquad (I.13)$$

где $i_{вод}$ — энтальпия воды (кДж/кг), численно равная $4{,}19t$, так как в насыщенном воздухе температура воды и воздуха одна и та же, а теплоемкость воды может быть принята равной 4,19 кДж/(кг·К);

$i_л$ — энтальпия льда (кДж/кг); считая теплоту плавления льда 335 кДж/кг, а его теплоемкость 2,1 кДж/(кг·К), энтальпию льда можно выразить так:

$$i_л = -(335 - 2{,}1t).$$

Если в воздухе одновременно содержатся насыщенные пары воды, взвешенная капельная влага и кристаллы льда, то говорят, что он находится в состоянии смешанного тумана. Такое состояние воздуха может быть относительно устойчивым лишь при температуре, близкой к 0° С. При $t>0°$ С воздух будет пересыщен взвешенной капельной влагой, а при $t<0°$ С — кристаллами льда. В первом случае энтальпия воздуха определяется по формуле (I.13) без слагаемого $i_л d_л$, а во втором — по той же формуле, но без слагаемого $i_{вод}d_{вод}$.

Для аналитических расчетов параметров ненасыщенного влажного воздуха применяются психрометрические таблицы, в которых для определенного давления воздуха (0,1 МПа или др.) в функции температуры даются значения парциального давления насыщенных водяных паров $p_п''$, влагосодержания d'', удельного объема $v_{нас}$ и энтальпии $I_{нас}$ насыщенного воздуха, а также удельного объема $v_с$ и энтальпии $i_с$ сухого воздуха.

Удельный объем ненасыщенного воздуха может быть найден по таблицам как сумма приведенного удельного объема $v_с$ сухого воздуха и произведения $\Delta v = v_{нас} - v_с$ на степень насыщения ψ или, с некоторой погрешностью, на относительную влажность φ. Влагосодержание, энтальпия и другие параметры ненасыщенного влаж-

ного воздуха определяются по приведенным в этом параграфе формулам.

Таблицы обычно составляют для давления воздуха 0,101 МПа (760 мм рт. ст.) или 0,099 МПа (745 мм рт. ст.). Пересчет влагосодержаний и энтальпий на другое давление производят в соответствии с формулами (I.5) и (I.12); пересчет удельных объемов, которые обратно пропорциональны давлению воздуха, произвести нетрудно.

2
Диаграммы влажного воздуха

Аналитический расчет и анализ процессов обработки воздуха по приведенным в § 1 уравнениям и психрометрическим таблицам довольно сложен. Более прост и удобен графический метод с использованием диаграмм влажного воздуха. Для этой цели наиболее широко применяется диаграмма *dI*, в которой графически представлены зависимости между основными параметрами влажного воздуха: *t*, *d*, $p_п$, φ(ψ), *I*, γ и др. Впервые диаграмма *dI* была предложена проф. Л. К. Рамзиным в 1918 г. Затем в диаграммы *dI* влажного воздуха вносили некоторые изменения в углах и масштабах, добавляли и уточняли параметры.

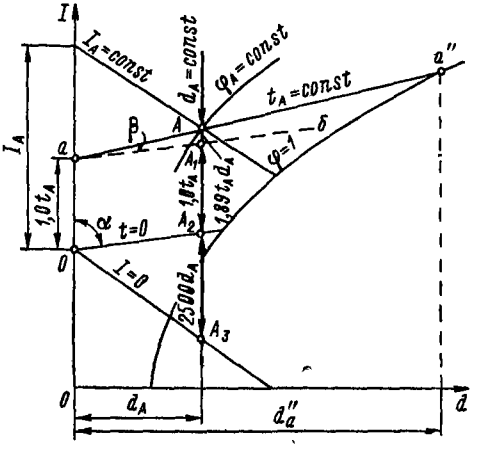


Рис. 2. К построению диаграммы *dI* влажного воздуха.

Построение диаграммы основано на уравнении (I.12). Для лучшего расположения характерных линий в диаграмме ее строят в косоугольных координатах: по вертикальной оси откладывают значения энтальпии *I* (кДж/кг), а по оси абсцисс, направленной под углом примерно 135° или под другим углом к оси ординат,— значения влагосодержания *d* (г/кг). Практически для удобства отсчетов в диаграмме шкалу влагосодержаний проводят горизонтально.

Диаграмму *dI* можно построить различными способами. Наиболее удобно это сделать следующим образом [33]. По осям прямоугольных координат (рис. 2) откладывают в определенных масштабах значения энтальпий и влагосодержаний воздуха в необходимых интервалах. Точка *O* на оси ординат соответствует нулевому значению энтальпии сухого (так как $d=0$) воздуха i_c, а следова-

тельно, в соответствии с уравнением (I.12) — и нулевому значению температуры. Выше точки O на оси будут положительные значения I, а ниже — отрицательные. От точки O под углом α, выбранным из условий удобства расположения основных линий диаграммы, проводят прямую $t=0$. Часто угол α принимают равным 90°.

Задаются любым (в необходимых пределах) значением влагосодержания и температуры воздуха, например d_A и t_A. На пересечении линии $d_A=\text{const}$ с изотермой $t=0$ находят точку A_2, от которой в обе стороны откладывают отрезки, равные отдельным членам уравнения (I.12). Если от точки A_2 отложить вниз отрезок, равный $2500d_A$, то получим точку A_3, в которой $I=0$. Прямая, соединяющая эту точку с точкой O на оси ординат, будет геометрическим местом всех состояний воздуха с $I=0$.

Вверх от точки A_2 откладывают вначале отрезок $1{,}0t_A$, а на оси ординат от точки O — равный ему отрезок Oa. Через точки a и A_1 проводят штриховую линию $aб$, параллельную линии $t=0$. Далее от точки A_1 вверх откладывают отрезок A_1A, равный $1{,}89t_Ad_A$. Этот отрезок прямо пропорционален влагосодержанию воздуха. Поэтому линия постоянной температуры t_A (изотерма) будет прямой, проходящей через точки a и A.

Угол β между изотермой ($t_A=\text{const}$ и др.) и линией $t=0$ с повышением температуры возрастает, так как его тангенс увеличивается приблизительно пропорционально температуре воздуха. Таким образом, изотермы будут представлять собой пучок прямых, немного расходящихся вправо в виде веера.

Линии постоянных энтальпий (изоэнтальпы) будут наклонными прямыми, параллельными линии $I=0$. Значит, проведя через точку A прямую, параллельную линии $I=0$, получим изоэнтальпу $I_A=\text{const}$.

Так строят все изотермы и изоэнтальпы в заданном интервале их значений.

Линию насыщения воздуха ($\varphi=\psi=1$) строят по точкам (a'' и др.) на изотермах, соответствующих влагосодержаниям d'' насыщенного воздуха при различных его температурах. Величину d'' находят из таблиц влажного воздуха или подсчитывают по уравнению (I.6) для заданного давления p воздуха по давлениям $p_п''$ насыщения водяного пара, соответствующим температурам воздуха. Величины $p_п''$ находят по таблицам насыщенных водяных паров для заданных температур воздуха.

Построение линий $\psi=\text{const}$ ($\psi\neq0$) в диаграмме dI производится очень просто. Разделив отрезки изотерм между осью ординат и линией насыщения (aa'' и др.), например, на 10 равных частей, легко можно получить точки для линий $\psi=0{,}1$; 0,2 и т. д. Величина ψ в точке A будет равна отношению отрезков aA/aa''.

Для построения линий целых значений $\varphi=\text{const}$ (0,1; 0,2 и т. д.) воспользуемся уравнениями (I.5) и (I.7), из которых получим

$$d=0{,}622\frac{\varphi p_п''}{p-\varphi p_п''}. \qquad \text{(I.14)}$$

Значит, задаваясь значением φ, для принятого p и различных температур воздуха находят вначале значения $p_п''$ (по таблицам), а затем и d по формуле (I.14). В местах пересечения линий d=const и соответствующих им изотерм находят точки для задан-

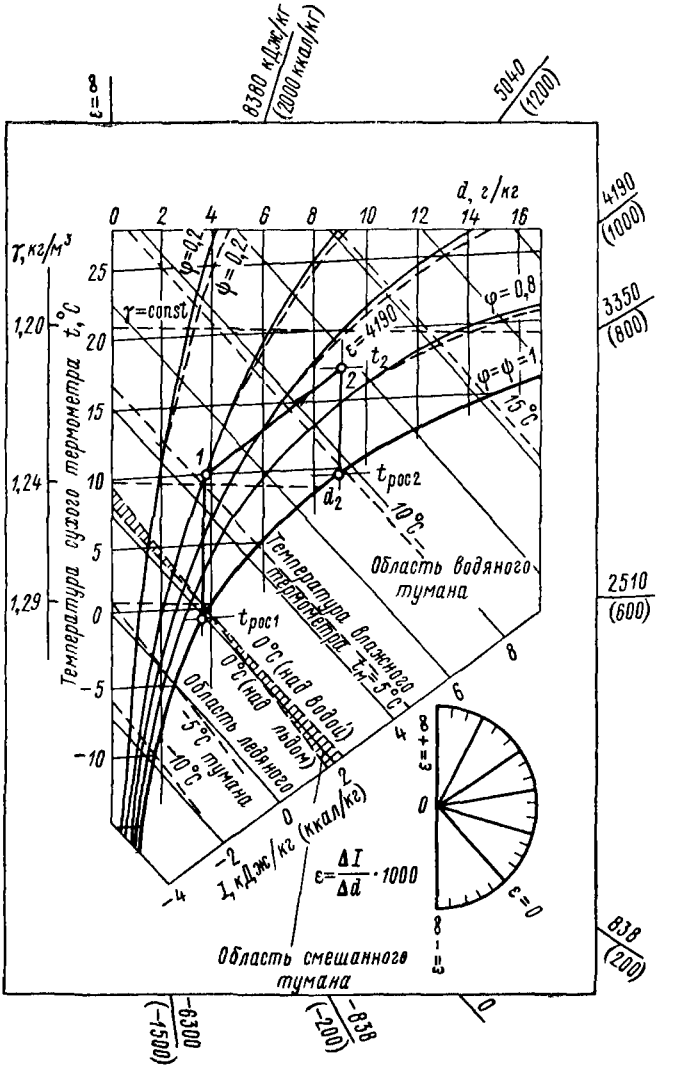


Рис. 3 Схема диаграммы dI влажного воздуха.

ной величины φ, соединяя которые, получают линию постоянной относительной влажности φ=const.

В области температур ниже 10—15°С линии φ=const и ψ=const практически совпадают, а при более высоких температурах они расходятся (рис. 3). Часто на диаграммах не наносят

линий $\psi=\text{const}$, и приближенно (с погрешностью 2—4%) для определения величины ψ можно пользоваться кривыми $\varphi=\text{const}$. Это объясняется малостью величин $p_п$ и $p_п''$ в сравнении с давлением p воздуха. Тогда можно считать $p-p_п \approx p-p_п''$ и по уравнению (I.8а) $\psi=\varphi$. Однако для более точных расчетов (если требуется определить графическим путем величину ψ) необходимо пользоваться диаграммами, имеющими как линии $\varphi=\text{const}$, так и линии $\psi=\text{const}$.

Схема диаграммы dI влажного воздуха показана на рис. 3, где представлены основные характерные линии (линии постоянных параметров воздуха: $t=\text{const}$, $I=\text{const}$, $d=\text{const}$ и др.).

Связь между влагосодержанием d и парциальным давлением $p_п$ водяных паров в воздухе определяется уравнением (I.5). На диаграмме dI обычно приводится шкала $p_п$, параллельная шкале d, либо шкала $p_п$ располагается по оси ординат с правой стороны диаграммы, в нижней части которой помещается прямая, соответствующая уравнению (I.5а).

Важной характеристикой воздуха, как отмечалось выше, является температура $t_м$ влажного термометра. Поэтому на диаграмме dI влажного воздуха наносят линии $t_м=\text{const}$. Эти линии при $t_м>0°$ С практически параллельны линиям $I=\text{const}$, хотя в действительности идут чуть положе, а при $t_м<0°$ С существенно круче их. Они совпадают с изоэнтальпой только при $t_м=0°$ С. Линии $I=\text{const}$ и $t_м=\text{const}$ одного численного значения сходятся в точках на кривой насыщения ($\varphi=\psi=1{,}0$), выше которой располагается область ненасыщеного воздуха, а ниже — тумана.

В области тумана изотермы резко отклоняются от направления изотерм ненасыщенного воздуха. Действительно, для ненасыщенного воздуха уравнение изотермы можно получить, если взять производную по d от выражения (I.12) при $t=\text{const}$, т. е.

$$\left(\frac{\partial I}{\partial d}\right)_t = 2500 + 1{,}89t.$$

Из уравнения (I.13), если учесть, что при любой данной температуре $d''=\text{const}$, аналогично получаем

$$\left(\frac{\partial I}{\partial d}\right)_{t>0} = i_{вод} = 4{,}19t \text{ и } \left(\frac{\partial I}{\partial d}\right)_{t<0} = i_л = -(335-2{,}1t).$$

Поскольку $\left(\frac{\partial I}{\partial d}\right)=\varepsilon$, то направление изотерм в диаграмме dI для соответствующих областей тумана будет определяться указанными выше численными значениями ε[1]. При $t>0$ изотермы в области тумана идут положе изоэнтальп, а при $t<0$ — круче, что и отмечено на рис. 3. Там же показана область смешанного тумана (поскольку для насыщенного воздуха $t=t_м$, то изотермы в области тумана представляются линиями $t_м=\text{const}$).

---

[1] При измерении I в ккал/кг этому же процессу соответствует луч с величиной ε в 4,19 раза меньшей.

Часто в диаграмме dI наносят и линии постоянной плотности влажного воздуха ($\gamma=\text{const}$). На рис. 3 они представлены штриховыми прямыми, идущими более полого, чем изотермы по сухому термометру.

В диаграмме dI обычно приводится ее угловой масштаб в виде пучка лучей, соответствующих направлениям процессов изменения состояния воздуха с определенным тепловлажностным отношением

$$\varepsilon = \frac{\Delta I}{\Delta d} 1000 = 1000 \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} \text{ кДж/кг}, \qquad (I.15)$$

где I_1, d_1 и I_2, d_2 — энтальпия и влагосодержание воздуха в начальном и конечном состояниях.

Пучок лучей (прямых) сходится в нулевой точке диаграммы, где $I=0$, $d=0$, $t=0$. Угловой масштаб представляется либо кругом (половиной круга) с лучами, обозначенными соответствующими значениями ε от $-\infty$ (вертикаль, идущая вниз от точки 0) до $+\infty$ (вертикаль, идущая вверх от точки 0), либо концами лучей с соответствующими значениями ε за пределами диаграммы (тот и другой способы обозначения углового масштаба показаны на рис. 3).

Зная начальное состояние воздуха (точка *1* в диаграмме на рис. 3) и величину ε для процесса (например, $\varepsilon=4190$), из точки *1* проводят соответствующий луч процесса, на пересечении которого с линией известного параметра конечного состояния воздуха (например, $d_2=\text{const}$ или $t_2=\text{const}$) находят точку *2*, характеризующую конечное состояние воздуха.

Один из параметров состояния воздуха — температуру точки росы $t_{\text{рос}}$ — находят в месте пересечения вертикали, проведенной из точки состояния воздуха вниз, с кривой насыщения $\varphi=1{,}0$ (на рис. 3 это показано для состояния воздуха в точках *1* и *2*).

Недостаток диаграммы dI в том, что ее надо строить для определенного давления p воздуха. Величины d и I уменьшаются с увеличением давления p [см. уравнения (I.5) и (I.12)]. Однако влияние изменения давления воздуха на величины d и I сравнительно невелико, поэтому обычно при построении диаграммы p принимают равным 0,101 МПа (760 мм рт. ст.) и этой диаграммой пользуются также для других несколько отличных барометрических давлений воздуха.

Диаграмма dI влажного воздуха может быть использована для расчета (построения) процессов изменения состояния воздуха и при переменном его давлении (например, в воздушных холодильных машинах и турбовоздушных кондиционерах). Тогда ее следует строить при $p=0{,}1$ МПа ($p=750$ мм рт. ст., т. е. $p=1$ ата), а линии $\varphi=\text{const}$ в поле диаграммы с $p\approx0{,}1$ МПа будут являться линиями $\varphi/p=\text{const}$ для иных давлений воздуха (в этом случае при $p=0{,}1$ МПа линии $\varphi=1{,}0$ соответствует $\varphi/p=10$). Например, линия $\varphi=0{,}5$ ($\varphi/p=5$) для $p=0{,}1$ МПа является линией насыщения ($\varphi=1{,}0$) для воздуха с $p=0{,}2$ МПа, так как $\varphi/p=1/0{,}2=5$. Для давлений $p<0{,}1$ МПа ниже линии насыщения $\varphi=1{,}0$, соответствую-

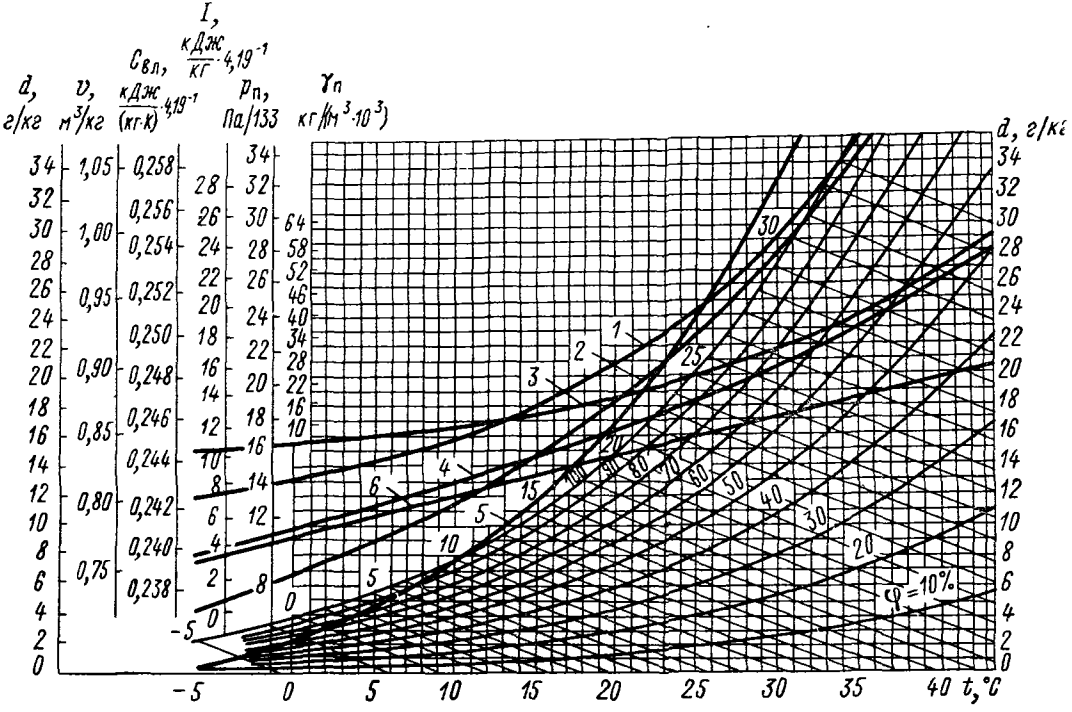


Рис. 4. Психрометрическая диаграмма влажиого воздуха при p=0,101 МПа.
(Кривые представляют собой зависимости следующих величин:

1 — теплоемкости $C_{вл}$; **2 — энтальпии** *I*; *3* — абсолютной влажности $\gamma_п$; *4* — удельного объема насыщенного воздуха *v*; *5* — парциального давления водяных паров $p_п$; *6* — приведенного удельного объема сухого воздуха v'_c).

щей $p=0{,}1$ МПа, строят кривые $\varphi/p>10$. В такой диаграмме, например, возможно построение процесса расширения воздуха в турбодетандере (турбине) кондиционера или холодильной машины.

За рубежом, особенно в США, для расчетов широко применяется психрометрическая диаграмма *td* (рис. 4). По оси абсцисс расположена шкала температур t воздуха по сухому термометру, а по оси ординат — влагосодержание d; линии $t=\text{const}$ — вертикали; кривые $\varphi=\text{const}$ идут вправо вверх; наклонные прямые ниже кривой насыщения — это линии $t_м=\text{const}$. Замерив с помощью психрометра температуры t и $t_м$, можно определить все остальные параметры состояния влажного воздуха, а также его теплоемкость.

Состояние воздуха в диаграмме определяется точкой пересечения линий $t=\text{const}$ и $t_м=\text{const}$ (либо $d=\text{const}$, $\varphi=\text{const}$). Температура точки росы $t_{рос}$ определяется в месте пересечения линии $d=\text{const}$ с кривой насыщения. Для определения энтальпии I воздуха необходимо из точки пересечения заданной прямой $t_м=\text{const}$ с линией насыщения подняться (а при $t_м>32°$ С опуститься) по вертикали до вспомогательной кривой *2* и слева по соответствующей шкале *I* прочитать значение энтальпии.

Для определения парциального давления $p_п$, абсолютной влажности $\gamma_п$ и теплоемкости $c_{вл}$ нужно из точки пересечения заданной прямой $d=\text{const}$ с линией насыщения подняться (или опуститься) по вертикали до соответствующей вспомогательной кривой *5*, *3* и *1* и слева по шкалам прочитать значение искомой величины.

Удельный объем воздуха v (м³/кг) можно определить по уравнению

$$v = v_c' \frac{1+1{,}61d}{1+d}, \qquad \text{(I.10a)}$$

где v_c' — приведенный (при t и p) объем сухого воздуха, который находится по шкале v в месте пересечения изотермы $t=\text{const}$ с вспомогательной прямой *6*.

Хотя психрометрическая диаграмма в СССР не применяется, ознакомление с ней желательно для возможности изучения зарубежной технической литературы.

§ 3
Процессы изменения состояния влажного воздуха в диаграмме *dI*

Основные возможные процессы изменения состояния воздуха в диаграмме *dI* показаны на рис. 5. Процессы, происходящие при неизменности одного из параметров состояния воздуха, обычно называют простыми. Процессы, в которых изменяются все параметры состояния воздуха, называются сложными.

Идущие с уменьшением влагосодержания,— это процессы осушения, а с увеличением d — процессы увлажнения. Те процессы

изменения состояния, в которых энтальпия воздуха (температура $t_м$ по влажному термометру) уменьшается, называются процессами охлаждения, а те, в которых она увеличивается,— процессами нагревания. При этом температура воздуха может и уменьшаться, но энтальпия возрастает за счет увеличения влагосодержания воздуха.

К простым процессам можно отнести: нагрев (луч — вектор $АБ$) или охлаждение ($АЕ$) воздуха без изменения влагосодержания; осушение воздуха ($АН$) с помощью адсорбентов — твердых поглотителей влаги, при этом I=const; процесс адиабатического увлажнения (насыщения), идущий из точки $А$ в сторону кривой насыщения $\varphi=1$ при $t_м$= =const · (практически и $I\approx$ $\approx$const — луч $АМ$); процесс увлажнения воздуха паром (луч $АГ$, практически совпадающий с изотермой $t_А$=const). Последние три процесса подробнее рассматриваются в следующих параграфах этой главы.

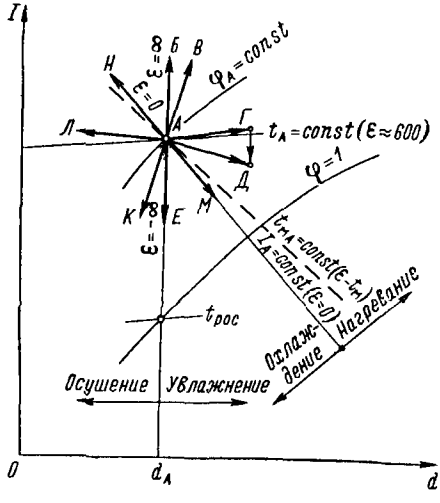


Рис 5 Основные процессы изменения состояния воздуха в диаграмме dI

Процессы, расположенные между лучами $АГ$ и $АБ$, сопровождаются ростом температуры, энтальпии и влагосодержания воздуха и соответствуют тепловлажностному отношению ε (кДж/кг) приблизительно от 2510 до $+\infty$. Сложный процесс $АВ$, например при ε= =4000÷40 000, представляет собой изменение состояния приточного (из системы кондиционирования) воздуха в помещении в летнем режиме. Он называется процессом тепло-влагоассимиляции.

Область между лучами $АМ$ и $АГ$ соответствует $\varepsilon=0\div2510$, такие процессы сопровождаются ростом энтальпии и влагосодержания и понижением температуры воздуха. Процессы между лучами $АЕ$ и $АМ$ соответствуют $\varepsilon=-\infty\div0$ и связаны с уменьшением энтальпии и температуры воздуха при увеличении его влагосодержания. В судовых помещениях в зимнем режиме работы системы кондиционирования воздуха происходят процессы тепло-влагоассимиляции, обычно расположенные в области между лучами $АЕ$ и $АМ$.

Сложный процесс $АД$, например, можно представить в виде двух простых процессов: увлажнения ($АГ$) и сухого (без изменения d) охлаждения ($ГД$), в результате последовательного совершения которых воздух из состояния $А$ переходит в состояние $Д$.

Область между лучами $АН$ и $АЛ$ соответствует $\varepsilon=0\div-2510$.

Такие процессы могут происходить при осушении воздуха абсорбцией, т. е. жидкими влагопоглотителями (растворами солей), с различной степенью охлаждения осушаемого воздуха и абсорбента в цикле (подробнее эти процессы рассмотрены ниже).

Процессы, лежащие в области между лучами $AЛ$ и AE (ближе к лучу AE) при $\varepsilon = -2510 \div -\infty$, являются процессами охлаждения воздуха с одновременным его осушением. В этом случае (луч AK) уменьшаются температура, энтальпия и влагосодержание воздуха. Такие процессы «мокрого» (с выпадением влаги) охлаждения воздуха происходят в воздухоохладителях кондиционеров в летнем режиме их работы. Для этого необходим контакт воздуха либо непосредственно с водой, либо с поверхностью охлаждения, имеющими температуру более низкую, чем температура $t_{рос}$ точки росы воздуха в состоянии A.

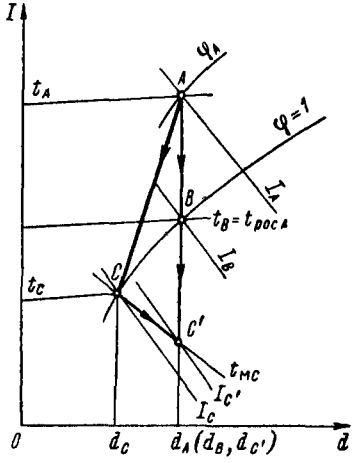


Рис. 6. Процесс охлаждения воздуха ниже точки росы в диаграмме dI

Рассмотрим подробнее процесс охлаждения воздуха с его осушением (рис. 6). Если температура поверхности, с которой воздух находится в контакте, равна температуре $t_{рос\,A}$, то теоретически предельное конечное состояние воздуха представится точкой B. Процесс охлаждения изобразится прямой AB, он происходит при постоянном влагосодержании $d_A = d_B = \text{const}$, однако относительная влажность воздуха возрастает от $\varphi_A < 1$ до $\varphi_B = 1$. Энтальпия воздуха уменьшается от I_A до I_B за счет удаления из него ощутимого тепла, т. е. тепла, количество которого меняется пропорционально изменению температуры влажного воздуха. Отнятое от воздуха ощутимое тепло (кДж/кг)

$$I_A - I_B = (1{,}0 + 1{,}89 d_A)(t_A - t_{рос\,A}).$$

При температурах поверхности контакта меньше $t_{рос\,A}$ воздух будет одновременно охлаждаться и осушаться, а процесс изменения его состояния условно представится прямой, идущей левее вертикали AB (например, процесс AC). В результате такого охлаждения получается туман, т. е. смесь влажного насыщенного воздуха при температуре t_C (точка C на линии насыщения $\varphi = 1$) и мелкокапельной влаги с той же температурой. Количество этой влаги определится разностью влагосодержаний $d_A - d_C$. Если капельная влага не отведена от охлаждаемого воздуха, то состояние тумана представляется точкой C', лежащей на пересечении вертикали $d_A = \text{const}$ с изотермой по мокрому термометру $t_{м\,C} = \text{const}$. Энтальпия $I_{C'}$ смеси насыщенного воздуха и влаги больше

энтальпии I_C насыщенного воздуха на величину теплоты влаги, т. е.

$$I_{C'} = I_C + 4{,}19\,(d_A - d_C)\,t_C.$$

Однако величина 4,19 $(d_A - d_C)\,t_C$ для процессов обработки воздуха при условии кондиционирования настолько мала в сравнении с I_C, что ею можно пренебречь и считать $I_C \approx I_{C'}$, т. е. точку C находить на кривой насыщения (либо, наоборот, точку C' — в области тумана) не по изотерме $t_{м\,C}$ влажного термометра, а по изоэнтальпе $I_{C'} \approx I_C = \text{const}$, соответствующей конечной температуре воздуха t_C.

Подробнее процессы изменения состояния воздуха в контактных и поверхностных воздухоохладителях рассматриваются ниже, в соответствующих параграфах этой главы и гл. VIII.

В установках кондиционирования воздуха обычно осуществляются процессы смешения различных количеств воздуха с различными параметрами состояния. Два характерных примера таких процессов в диаграмме dI показаны на рис. 7.

В первом случае воздух, состояние которого характеризуется точкой A, в количестве G_A $\left(\text{сухая часть } G_A^c = \dfrac{G_A}{1+d_A}\right)$ кг смешивается с G_B $\left(\text{сухая часть } G_B^c = \dfrac{G_B}{1+d_B}\right)$ кг воздуха состояния, характеризуемого точкой B. Параметры состояния смешанного воздуха можно определить аналитически, исходя из баланса тепла и влаги, т. е.

$$I_C = \frac{G_A^c I_A + G_B^c I_B}{G_A^c + G_B^c}; \tag{I.16}$$

$$d_C = \frac{G_A^c d_A + G_B^c d_B}{G_A^c + G_B^c}. \tag{I.17}$$

Однако проще это делается графически в диаграмме dI. Решая совместно уравнения (I.16) и (I.17), получаем выражение

$$\frac{G_A^c}{G_B^c} = \frac{I_B - I_C}{I_C - I_A} = \frac{d_B - d_C}{d_C - d_A}, \tag{I.18}$$

являющееся уравнением прямой, проходящей через три точки с параметрами: I_A, d_A; I_C, d_C; I_B, d_B. Отсюда следует, что на диаграмме dI точка C, определяющая состояние смеси, лежит на прямой, соединяющей точки A и B. Положение точки C отыскивается по правилу рычага: точка C делит отрезок AB на части, обратно пропорциональные количествам сухой части смешиваемого воздуха. Тогда, обозначив $G_A^c/G_B^c = n$, необходимо отрезок AB разделить на $n+1$ равных частей и отложить от точки A одну такую часть,

каких от точки B откладывается n. Полученная точка C на прямой AB и будет определять состояние смеси.

Во все уравнения тепловлажностного баланса (куда входят I или d), строго говоря, необходимо подставлять количество сухой части воздуха $G^c=G/(1+d)$, как это сделано в уравнениях (I.16)—(I.18). Однако для условий кондиционирования воздуха $d\leqslant 25$ г/кг, а наибольшее отличие в количествах влажного воздуха G и сухой его части G^c не превышает 2—2,5%, причем $G>G^c$. Поэтому в инженерных расчетах обычно пользуются величиной G, а не G^c (т. е. GI и Gd, а не G^cI и G^cd), тем более, что эти 2—2,5% идут в запас по расчету. Так это сделано и в настоящей книге, как, впрочем, и в большинстве других. Для процессов смешения можно пользоваться отношением $G_A/G_B=n$ вместо $G_A^c/G_B^c=n$ с еще меньшей степенью ошибки, так как $\frac{G_A^c}{G_B^c}=\frac{G_A}{1+d_A}\cdot\frac{1+d_B}{G_B}$, а величина $\frac{1+d_B}{1+d_A}$ меньше отличается от единицы, чем величина $1/(1+d_A)$.

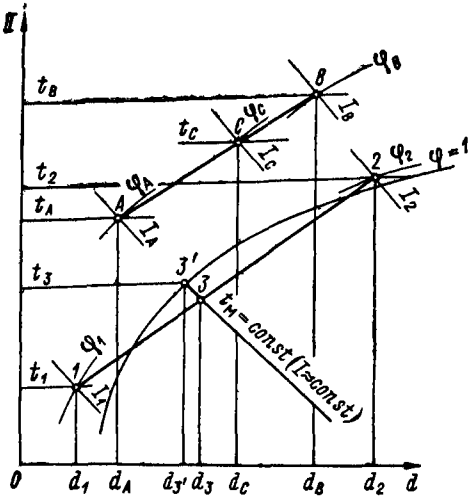


Рис. 7. Процессы смешения воздуха различных состояний в диаграмме dI.

Второй случай (пример) смешения воздуха, представленный в диаграмме dI на рис. 7, указывает на то, что в результате смешения двух количеств ненасыщенного воздуха различных состояний можно получить насыщенный воздух и водяной или ледяной туман. Линия 1—2 смешения пересечет кривую насыщения $\varphi=1$ в двух точках, и точка *3*, определяющая состояние смеси, окажется в области тумана. Такое положение точки *3* говорит о том, что смешение сопровождается частичной конденсацией паров из более теплого воздуха. Состояние насыщенного воздуха в тумане, образовавшемся после смешения, определяется точкой *3′*, которая лежит на линии $\varphi=1$ в точке ее пересечения с изотермой по влажному термометру $t_{м3}=\text{const}$ (практически с изоэнтальпой $I_3\approx\text{const}$), проходящий точку *3*. Положение точки *3* находят по правилу рычага. Количество сконденсировавшихся паров определится разностью влагосодержаний $d_3—d_3'$.

Если смешиваются более двух количеств воздуха различных состояний, расчет и построение процессов производят последовательно: вначале находят состояние смеси для первых двух количеств, затем получившуюся смесь смешивают с третьим количеством воздуха и т. д.

§ 4
Основные методы определения влажности воздуха

Температура воздуха легко и достаточно точно может быть измерена термометрами или термопарами. Определив влажность воздуха и зная температуру, аналитически или с помощью диаграммы *dI* находят все остальные параметры состояния воздуха.

В практике наиболее широко применяются следующие методы определения влажности воздуха: психрометрический, метод точки росы, гигроскопический и массовый, причем первый из них — самый распространенный.

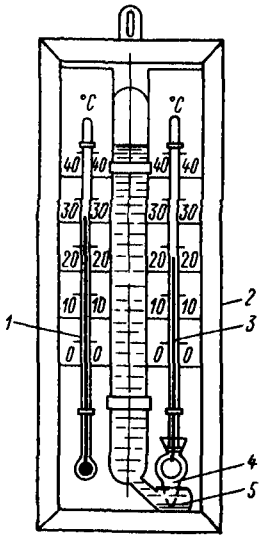


Рис. 8. Психрометр Августа.

1 — сухой термометр, *2* — деревянная панель; *3* — влажный (мокрый) термометр, *4* — чехол (ткань), *5* — сосуд с водой.

Психрометрический метод. Этот метод основан на использовании прибора, называемого психрометром, который состоит из двух расположенных рядом термометров. Один из термометров, обычный, называется сухим, измеряющим температуру t воздуха. Баллончик с расширяющейся жидкостью другого термометра обертывают легкой гигроскопической тканью, например батистом, в виде чехла, нижний конец которого опущен в сосуд с водой. Вода по чехлу, как по фитилю, поднимается к баллончику и постоянно смачивает его. Этот термометр называется влажным, или мокрым, и измеряет температуру воздуха по мокрому термометру $t_м \leqslant t$.

Устройство простейшего психрометра Августа показано на рис. 8.

Остановимся кратко на понятии температуры $t_м$ воздуха по мокрому термометру. Баллончик этого термометра окружен смоченной тканью. На испарение воды с ткани расходуется теплота парообразования, что приводит к понижению температуры влажной ткани и постепенному снижению показаний мокрого термометра. Вследствие образующейся разности температур тепло от окружающего воздуха начнет поступать к влажной ткани. Температура мокрого термометра будет снижаться до такого значения $t_м$, при котором количество скрытого тепла, расходуемого тканью на испарение, станет равным количеству явного тепла, отдаваемого воздухом ткани. Установившееся значение $t_м$ (температуры мокрой ткани и слоя насыщенного воздуха около нее) называют температурой мокрого термометра для воздуха данного состояния. Этот процесс тепло-влагообмена между воздухом и водой, т. е. насыщения воздуха, считается адиабатическим, так как воздух

и вода обмениваются внутренним теплом, без отвода или подвода его извне (вне системы воздух — вода).

В установившемся процессе адиабатического насыщения энтальпия воздуха не изменяется, так как переходу от воздуха к воде вследствие разности температур $(t - t_м)$ явного (ощутимого) тепла эквивалентен возврат скрытого тепла [парообразования влаги, переходящей от воды к воздуху вследствие разности парциальных давлений водяных паров в насыщенном (над поверхностью воды) и ненасыщенном (измеряемом) воздухе]. Это видно из выражения для энтальпии

$$I = 1{,}0t + 1{,}89td + 2500d,$$

в котором при адиабатическом насыщении воздуха первый член (явное теплосодержание) уменьшается, а третий (скрытая часть I) — увеличивается. Второй член этого уравнения практически остается постоянным, так как с уменьшением t увеличивается d.

Однако, как будет показано в следующем параграфе, идеальный адиабатический процесс возможен только при $t_м = 0°$ С (в § 2 отмечалось, что линии $I = \text{const}$ и $t_м = \text{const}$ в диаграмме dI совпадают только при $t_м = 0°$ С). При $t_м > 0°$ С энтальпия насыщенного воздуха (у баллончика) будет больше энтальпии ненасыщенного воздуха (вдали от баллончика термометра) на величину теплоты испарившейся воды 4,19 $(d_н - d)t_м$, где $d_н$ — влагосодержание насыщенного воздуха, а d — то же ненасыщенного воздуха. Из-за малости величины 4,19 $(d_н - d)t_м$ практически этот процесс насыщения и считают адиабатическим, а энтальпию воздуха — постоянной.

Таким образом, под *температурой мокрого термометра* следует понимать температуру, которую принимает воздух в результате его адиабатического насыщения (увлажнения). Разность показаний сухого и мокрого термометров $(t - t_м)$ называется *психрометрической разностью* или *депрессией мокрого термометра.* Она тем больше, чем суше воздух, т. е. чем меньше его относительная влажность.

По величине температуры t воздуха и психрометрической разности $(t - t_м)$ можно определять относительную влажность φ и остальные параметры воздуха. Для более простого определения φ составлены психрометрические таблицы, которые прилагаются к психрометрам и имеются в многочисленной специальной литературе.

Недостатком психрометра Августа является его сравнительно малая точность из-за существенного влияния радиационных теплопритоков (от окружающей среды и предметов) к незащищенному прибору при недостаточной скорости движения воздуха около баллончика (движение создается только свободной конвекцией). Поэтому показания мокрого термометра $t'_м$ будут несколько завышены в сравнении с истинной температурой $t_м$. По данным Каррье [117], при нулевой скорости воздуха ошибка в определении $(t - t_м)$

достигает 14%, а при скорости воздуха 0,8 м/с она уменьшается до 2%.

Для повышения точности показаний мокрого термометра прибегают к искусственному увеличению скорости воздуха около баллончиков психрометра и защите его от внешних теплопритоков (тепловых излучений). При скоростях воздуха около баллончиков 1,5—2,0 м/с ошибка в определении $(t - t_м)$ составляет менее 1%. Объясняется это тем, что при повышенных скоростях воздуха конвективный приток тепла, уравновешивающий потери тепла в слое насыщенного воздуха около шарика термометра от испарения влаги, увеличивается, и относительное влияние внешних (радиационных) теплопритоков значительно уменьшается.

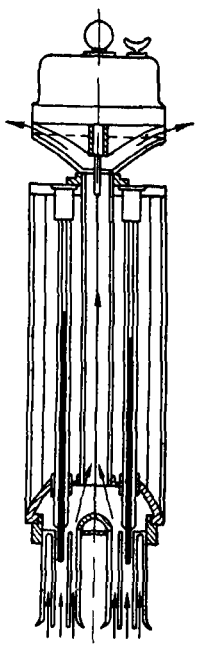


Рис. 9. Психрометр Ассмана.

Удобным и достаточно точным прибором для определения влажности воздуха служит аспирационный психрометр Ассмана (рис. 9). Оба термометра заключены в металлические трубки, через которые специальным вентилятором с пружинным (заводным) или электрическим двигателем, смонтированным в верхней части прибора, просасывается исследуемый воздух со скоростью 2,5—3,0 м/с. Поверхность трубок для защиты термометров от теплового облучения полирована и никелирована. В остальном аспирационный психрометр устроен, как и психрометр Августа.

Для определения φ по показаниям психрометра Ассмана имеются соответствующие таблицы, например, в работе [158].

Существуют также электрические психрометры, построенные по принципу электрического мостика сопротивления (сопротивление мокрого термометра меньше, чем сухого). Агрофизическим институтом АН СССР создан полупроводниковый (датчики — бусинковые термисторы) электропсихрометр, отличающийся малой инерционностью и, следовательно, повышенной чувствительностью.

Состояние воздуха по показаниям сухого и мокрого термометров легко определить в диаграмме dI (рис. 10). Пусть показание сухого термометра равно t_A, а показание мокрого термометра $t_м$. Если на диаграмме нанесены изотермы $t_м = \text{const}$, точка A, характеризующая состояние воздуха, и φ_A находятся на пересечении изотерм $t_A = \text{const}$ и $t_м = \text{const}$. Если же в диаграмме dI нет изотерм по мокрому термометру, нужно из точки K пересечения изотермы $t = t_м$ с кривой насыщения $\varphi = 1$ подняться по линии $I = \text{const}$ (без особой погрешности можно считать линии $I = \text{const}$ и $t_м = \text{const}$ совпадающими) до пересечения с изотермой t_A.

При положительной температуре воздуха психрометры работают с погрешностью ±1—2%, при отрицательной точность их показаний резко снижается из-за образования у баллончика мокрого термометра корочки льда, выделения теплоты затвердевания и т. п.; при $t \leqslant 0°$ С практически ими не пользуются.

Метод точки росы. Этот метод основан на определении температуры $t_{рос}$ точки росы воздуха. Существуют гигрометры нескольких типов для определения $t_{рос}$ воздуха. Принципиальное устройство наиболее широко применяемых из них следующее. В приборе имеется металлическая неокисляемая зеркальная поверхность, которая охлаждается с помощью полупроводниковых элементов или кипящей жидкости (эфира, фреона-11 и др.) при пропускании через нее воздуха. В момент, когда зеркальная поверхность затуманивается выпавшей из воздуха влагой — росой, измеряют температуру этой поверхности, равную $t_{рос}$ воздуха, при помощи термопары или косвенным путем (например, измерив термометром температуру кипящей жидкости, охлаждающей зеркальце). Одновременно измеряют температуру воздуха по сухому термометру. Момент затуманивания зеркальца фиксируется с помощью фотоэлемента или визуально, что, разумеется, вносит погрешность в результаты измерений $t_{рос}$.

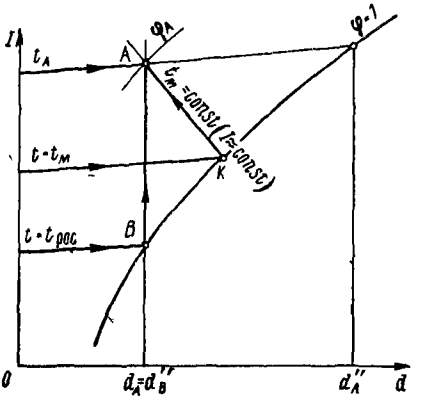


Рис. 10. К определению влажности воздуха психрометрическим методом и методом точки росы в диаграмме dI.

Зная $t_{рос}$ и температуру t_A воздуха, можно в диаграмме (рис. 10), поднимаясь из точки B на кривой насыщения по линии $d=\text{const}$ до изотермы t_A, найти точку A их пересечения, а значит, влажность φ_A и другие параметры состояния воздуха. Величина φ_A в этом случае может быть определена и аналитически как отношение $P''_{пB}/P''_{пA}$ парциальных давлений насыщенных паров воды при температурах t_A и $t_{рос}$, найденных по таблицам водяного пара.

Метод точки росы менее точный, чем психрометрический. Однако рассмотренные гигрометры удобны тем, что позволяют производить непосредственные измерения влагосодержания воздуха (по точке B на рис. 10 определяется d_A) и не требуют поправки на скорость пропускаемого воздуха. Погрешность же измерения $t_{рос}$ можно получить ±0,1° С даже при сравнительно низкой температуре воздуха [158]. Минимальная температура, при которой использование гигрометра еще возможно, составляет 70° С ниже нуля.

Гигроскопический метод. Этот метод основан на способности некоторых материалов изменять свою форму и размеры (удли-

няться — обезжиренный человеческий волос, капроновая нить и др.) или свойства (электропроводность — соль LiCl и др.) при впитывании влаги из воздуха в количестве, пропорциональном его относительной влажности. Поэтому, используя эти материалы в механических или мостовых электрических схемах, можно создавать приборы, называемые гигрометрами. Шкала гигрометров градуируется в величинах φ. Эти приборы имеют невысокую точность и нарушение градуировки вследствие остаточных деформаций чувствительных элементов.

Массовый метод. Этот метод, иногда называемый абсолютным, наиболее точен. Однако он трудоемок и требует специального оборудования. Исследуемый воздух вентилятором (или другим средством) просасывается через несколько последовательно соединенных трубок, заполненных поглотителями влаги (хлористыми калием или литием, фосфорным ангидридом и др.). При этом измеряется объемный расход проходящего через поглотители воздуха V ($м^3$). Перед замером и после него трубки с влагопоглотителями взвешивают, причем следят за тем, чтобы масса последнего по ходу воздуха поглотителя оставалась неизменной. Это покажет, что предыдущие трубки поглотили всю влагу из воздуха, и он стал сухим. Разность масс поглотителей после и до опыта дает количество поглощенной из воздуха влаги $G_п$ (кг). Поделив $G_п$ на V, получают абсолютную влажность воздуха $\gamma_п = G_п/V$ кг/$м^3$. По температуре воздуха можно найти из таблиц насыщенного пара его плотность $\gamma''_п$, т. е. абсолютную влажность насыщенного воздуха; тогда $\varphi = \gamma_п/\gamma''_п$. По температуре и относительной влажности воздуха определяют все остальные его параметры.

§ 5
Тепло- и влагообмен между воздухом и водой

Тепло- и влагообмен между воздухом и водой, находящимися в непосредственном контакте, может происходить в так называемых «мокрых» (контактных) кондиционерах и специальных аппаратах с форсуночными камерами или орошаемыми контактными поверхностями, в судовых трюмах со свободным уровнем воды, а также в поверхностных воздухоохладителях, имеющих температуру поверхности ниже $t_{рос}$ воздуха, когда из воздуха на поверхность теплообмена выпадает влага.

Рассмотрим вначале процессы тепло-влагообмена между воздухом и водой при идеальных условиях, когда соотношение $\mu = W/G_в$ между участвующими в процессе количествами воды W и воздуха $G_в$, называемое коэффициентом орошения, бесконечно большое ($\mu = \infty$), а время контакта неограниченное. Это означает, что температура воды в процессе тепло-влагообмена с воздухом остается постоянной, а сам процесс протекает до своего физического завершения, т. е. воздух становится насыщенным и принимает температуру поверхности воды.

Тепло передается от воздуха к воде, или, наоборот, путем конвекции, радиации (явное, или сухое тепло) и влагообмена (скрытое тепло). Движущей силой (напором) явного теплообмена служит разность температур $(t - t_н)$ воздуха и воды, а влагообмена — разность парциальных давлений водяных паров в основной массе воздуха вдали от поверхности воды и в слое воздуха, расположенном непосредственно у водной поверхности. Радиационный обмен тепла в воздухоохладителях обычно невелик и им можно пренебречь.

Положительным направлением потока тепла и влаги будем считать направление от воздуха к воде.

Явный тепловой поток, т. е. количество явного тепла $dQ_{явн}$ (кВт), передаваемого путем конвекции от воздуха к воде (или наоборот) через элементарную поверхность dF (м²) их контакта в единицу времени, определится по формуле

$$dQ_{явн} = \alpha (t - t_н) dF \cdot 10^{-3}, \qquad (I.19)$$

где α — коэффициент конвективной теплоотдачи от воздуха к воде (или наоборот), Вт/(м²·К);

t — температура воздуха, соприкасающегося с водой (в основной его массе), °С;

$t_н$ — температура наружной поверхности воды, °С.

Скрытый тепловой поток определяется величиной влагообмена и скрытой теплоты испарения воды.

В процессе контакта воздуха с водой у поверхности воды образуется слой насыщенного воздуха с температурой воды $t_н$. Парциальное давление водяных паров в этом пограничном слое при испарении воды несколько ниже, а при конденсации паров из воздуха несколько выше давления насыщенных водяных паров, имеющих температуру $t_н$ воды. Однако, как показал А. А. Гоголин, в области умеренных температур отклонения эти невелики, и в качестве движущей силы влагообмена вместо разности парциальных давлений водяных паров в расчетах можно принимать разность влагосодержаний $(d - d_н'')$ воздуха в основной его массе и насыщенного воздуха при температуре поверхности воды.

Тогда скрытый теплообмен (тепловой поток) определится по уравнению

$$dQ_{скр} = \sigma r \left(d - d_н''\right) dF = dW r, \qquad (I.20)$$

где σ — коэффициент влагообмена, кг/(м²·с);

r — скрытая теплота испарения воды при $t_н$, кДж/кг ($r = 2500 - 2{,}3\, t_н$);

d — влагосодержание воздуха в потоке, кг/кг;

$d_н''$ — влагосодержание насыщенного воздуха с температурой $t_н$, кг/кг;

dW — количество влаги, которым обмениваются воздух и вода, кг/с.

Общий тепловой поток через поверхность dF (кВт)

$$dQ=dQ_{явн}+dQ_{скр}=\sigma\left[\frac{\alpha}{\sigma}(t-t_н)\cdot 10^{-3}+r\left(d-d''_н\right)\right]dF. \quad (I.21)$$

Отношение коэффициентов тепло- и влагообмена α/σ называют обычно отношением Льюиса

$$10^{-3}\frac{\alpha}{\sigma}=c_{вл}=1{,}0+1{,}89d \text{ кДж/(кг·К)}. \quad (I.22)$$

Для идеального процесса отношение Льюиса справедливо безусловно. Экспериментальная проверка показала, что отношение Льюиса приблизительно справедливо и для реальных процессов при условиях кондиционирования воздуха (небольшом изменении температуры воды, небольшой разности влагосодержаний, обработке ненасыщенного воздуха). Подставляя в уравнение (I.21) выражения для α/σ и r (после перемножения двучленов величину $2{,}3\ t_н d_н''$ надо заменить разностью $4{,}19\ t_н d_н'' - 1{,}89\ t_н d_н''$), получаем

$$dQ=\sigma\{[t+(2500+1{,}89t)d]-[t_н+(2500+1{,}89t_н)d''_н]- \\ -4{,}19\left(d-d''_н\right)t_н\}dF. \quad (I.23)$$

Поскольку первые два двучлена, заключенные в квадратные скобки, представляют собой энтальпии воздуха соответственно в потоке (I) и насыщенного при $t_н(I_н)$, можно написать

$$dQ=\sigma\left[\left(I-I''_н\right)-4{,}19\left(d-d''_н\right)t_н\right]dF. \quad (I.24)$$

Уравнение (I.24) называется основным уравнением теплообмена между воздухом и водой, находящимися в контакте.

Выражение $4{,}19\cdot(d-d_н'')t_н$ в этом уравнении представляет теплосодержание воды, сконденсировавшейся (или испарившейся) в процессе тепло-влагообмена,— величину, которая по сравнению с изменением энтальпии воздуха $(I-I_н'')$ в воздухоохладителях чрезвычайно мала (не более 1%). В увлажнительных камерах при малом изменении энтальпии (а для адиабатического увлажнения $\Delta I\approx 0$) теплота жидкости $4{,}19\ (d-d_н'')t_н$ может оказаться относительно большой (5—10% и более).

Пренебрегая величиной $4{,}19\ (d-d_н'')t_н$, записываем основное уравнение теплообмена в упрощенном виде

$$dQ=\sigma\left(I-I''_н\right)dF. \quad (I.25)$$

Потоки тепла dQ и влаги dW между воздухом и водой равны количеству воздуха $G_в$ (кг/с), соприкасающегося с поверхностью dF, умноженному соответственно на изменение его энтальпии и влагосодержания

$$dQ=\sigma\left(I-I''_н\right)dF=G_в dI; \quad (I.26)$$

$$dW=\sigma\left(d-d''_н\right)dF=G_в dd. \quad (I.27)$$

Поделив первое уравнение на второе, получим дифференциальное уравнение изменения состояния воздуха, находящегося в контакте с водой,

$$\frac{dI}{dd} = \frac{I - I''_{\text{н}}}{d - d''_{\text{н}}} \quad \text{или} \quad \frac{dI}{I - I''_{\text{н}}} = \frac{dd}{d - d''_{\text{н}}}. \tag{I.28}$$

Как это было принято выше, начальное состояние воздуха, вступающего в контакт с водой, в его основной массе (потоке) характеризуется энтальпией I и влагосодержанием d. Вследствие постоянства температуры $t_{\text{н}}$ воды в идеальном процессе ($\mu = \infty$) величины $I_{\text{н}}''$ и $d_{\text{н}}''$ можно считать постоянными. Тогда, интегрируя уравнения (I.28) в пределах от начального состояния воздуха (I, d) до переменного состояния (I_x, d_x), получаем

$$\frac{I_x - I}{I - I''_{\text{н}}} = \frac{d_x - d}{d - d''_{\text{н}}} \quad \text{или} \quad \frac{I_x - I}{d_x - d} = \frac{I - I''_{\text{н}}}{d - d''_{\text{н}}}. \tag{I.29}$$

Уравнение (I.29) в координатах dI является уравнением прямой линии, проходящей через две точки: (I, d) и ($I_{\text{н}}''$, $d_{\text{н}}''$). В то же время, как отмечалось выше, отношение изменения энтальпии воздуха к изменению его влагосодержания в процессе представляет собой тепловлажностное отношение ε, характеризующее направление процесса изменения состояния воздуха в диаграмме dI. Значит, можно записать равенство

$$\frac{I_x - I}{d_x - d} = \frac{I - I''_{\text{н}}}{d - d''_{\text{н}}} = \varepsilon, \tag{I.29а}$$

из которого видно, что величина ε при постоянных I и d будет зависеть от величин $I_{\text{н}}''$ и $d_{\text{н}}''$, т. е. от температуры воды, находящейся в контакте с воздухом.

На основании сделанных выше выводов сформулируем правило, называемое *законом прямой линии:* изменение состояния воздуха, находящегося в контакте с водой, имеющей постоянную температуру, изображается в диаграмме dI прямой, проходящей через точку начального состояния воздуха и точку на линии насыщения ($\varphi = 1$) с температурой, равной температуре воды. При этом, если время контакта воздуха с водой настолько длительное, что процесс тепловлагообмена идет до физически возможного конца, воздух становится насыщенным и принимает температуру воды.

Закон прямой линии распространяется и на случаи охлаждения и осушения воздуха в поверхностных воздухоохладителях. Отклонения от этого закона в реальных процессах будут рассмотрены ниже.

Проведем анализ возможных идеальных процессов контакта воздуха с водой, имеющей различную температуру $t_{\text{н}} < 100°\,\text{C}$.

На основе приведенных выше уравнений можно записать интегральное выражение для полного теплового потока в виде суммы явного и скрытого потоков

$$Q = Q_{\text{явн}} + Q_{\text{скр}} = [\sigma c_{\text{вл}} (t - t_{\text{н}}) F] + [\sigma r (d - d''_{\text{н}}) F]. \tag{I.30}$$

Основные характерные идеальные процессы изменения состояния воздуха, находящегося в контакте с водой, и графические зависимости $Q_{явн}$ и $Q_{скр}$ от $t_н$ для них показаны на рис. 11. Начальное состояние воздуха представлено точкой A.

Рассмотрение процессов начнем со случая, когда $dQ=0$ (и $Q=0$). Тогда из основного уравнения теплообмена (I.24) следует

$$I - I''_н = 4{,}19\,(d - d''_н)\,t_н, \tag{I.31}$$

откуда

$$\frac{I - I''_н}{d - d''_н} = \varepsilon = 4{,}19 t_н. \tag{I.32}$$

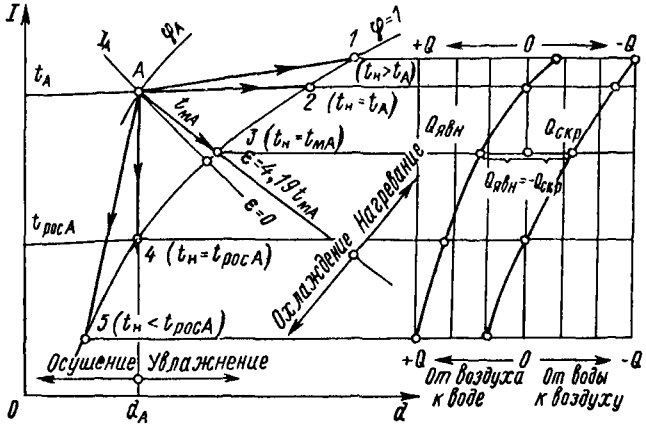


Рис. 11. К анализу процессов контакта воздуха с водой.

Температура воды, при которой полный теплообмен между воздухом и водой равен нулю, является температурой воздуха по мокрому термометру, т. е. при $dQ=0$ будем иметь

$$\varepsilon = 4{,}19 t_н = 4{,}19 t_{мA} \text{ кДж/кг}, \tag{I.33}$$

или

$$\varepsilon = t_н = t_{мA} \text{ ккал/кг}. \tag{I.33а}$$

Если пренебречь теплотой испарившейся воды, то, согласно уравнению (I.25), для процесса с $dQ=0$ получим

$$I = I''_н = \text{const} \text{ и } \varepsilon = 0. \tag{I.34}$$

Строго говоря, условие $\varepsilon = t_н = t_{мA}$ и $\varepsilon=0$ может быть соблюдено только при $t_н = t_{мA} = 0°\,\text{C}$, т. е. изоэнтальпа и линия $t_м = \text{const}$ точно совпадают лишь при $t_м = 0°\,\text{C}$. Однако, как это отмечалось в предыдущих параграфах, практически их можно считать совпадающими и при $t_м > 0°\,\text{C}$. Для низких значений $t_м$ (до 10—15° С) это не вызывает заметных погрешностей.

Процесс с $dQ=0$ (и $Q=0$) может быть в двух случаях: 1) когда $Q_{явн}=0$ и $Q_{скр}=0$; 2) когда $Q_{явн}=-Q_{скр}$. Первый случай нереален, так как между водой с температурой $t_н$ и воздухом, имеющим температуру $t_A \neq t_н$, теплообмен будет обязателен. Значит, для процесса с $t_н=t_{мA}$ (процесс $A-3$) оказывается $Q_{явн}=-Q_{скр}$ и $Q=0$, т. е. явный теплоотвод от воздуха к воде компенсируется скрытым теплоподводом от воды к воздуху, что и показано на рис. 11.

Таким образом, процесс с $\varepsilon=4{,}19\,t_{мA}$ (или $\varepsilon=t_{мA}$) является граничным: при $t_н>t_{мA}$ процессы идут с подводом тепла от воды к воздуху, а при $t_н<t_{мA}$ — с отводом тепла от воздуха к воде. В первой группе процессов энтальпия воздуха будет возрастать, а во второй — уменьшаться (при этом пренебрегаем очень узким пучком процессов между линиями $t_{мA}=\text{const}$ и $I_A=\text{const}$, когда энтальпия воздуха незначительно увеличивается за счет теплоты перешедшей в него воды).

Процесс с $\varepsilon=t_м$ ($I\approx\text{const}$), как отмечалось выше, называется адиабатическим увлажнением (насыщением). Его практически можно получить в увлажнительной камере с рециркулирующей водой без подогрева или охлаждения воды, а также при обдувании воздухом баллончика (шарика) мокрого (влажного) термометра, когда весь тепло-влагообмен между водой и воздухом происходит без посторонних источников тепла или холода. Этот процесс сопровождается увлажнением воздуха, т. е. испарением воды. Тепло, необходимое для этого испарения, забирается от того же воздуха, в результате чего его температура понижается.

Вторым граничным процессом контакта воздуха с водой является процесс $A-4$, происходящий при $d_A=\text{const}$, когда температура воды равна температуре точки росы воздуха, т. е. $t_н=t_{росA}$. Этот процесс протекает без осушения и увлажнения воздуха ($d_A=\text{const}$), но с уменьшением его энтальпии и температуры (сухое охлаждение воздуха). При $t_н>t_{росA}$ все процессы протекают с повышением влагосодержания, т. е. с увлажнением воздуха, а при $t_н<t_{росA}$ — с понижением влагосодержания и энтальпии.

Процессы при $t_н<t_{рос}$ имеют место в контактных и поверхностных воздухоохладителях, а процессы при $t_н>t_м$ — в увлажнительных камерах зимнего кондиционирования воздуха, работающих с подогретой водой, а также в градирнях — устройствах испарительного охлаждения циркуляционной воды стационарных энергетических, холодильных и технологических установок.

В реальных условиях коэффициент орошения $\mu\neq\infty$ и составляет 0,2—3,5. Это означает, что температура воды в процессе тепло-влагообмена с воздухом изменяется от t_{w1} до t_{w2}. Направление и характер линии процесса охлаждения и осушения воздуха в диаграмме dI зависят от схемы взаимного движения воздуха и воды (рис. 12). Если время контакта воздуха с водой неограниченно и процесс достигает своего физического завершения, то воздух в конце процесса становится насыщенным и принимает конечную t_{w_2} (при прямотоке) или начальную t_{w1} (при противотоке) температуру воды.

Однако в действительности время контакта воздуха с водой в аппаратах (охладителях кондиционеров) ограничено, так как эти аппараты имеют конечные размеры, а воздух и вода движутся в них с определенной скоростью. Поэтому характер процесса и конечное состояние воздуха в действительных условиях будут отличаться от показанных на рис. 12. Воздух в конце процесса может быть и ненасыщенным.

Контактные аппараты, наиболее широко применяющиеся в стационарных установках кондиционирования, бывают в основном двух типов: горизонтальные форсуночные камерные охладители и оросительные воздухоохладители с вертикальным движением воздуха.

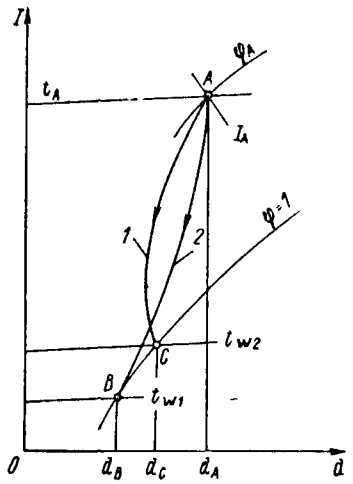


Рис. 12. Процессы охлаждения и осушения воздуха водой при $\mu \neq \neq \infty$ и взаимном движении воздуха и воды.
1 — прямоток; *2* — противоток.

Аппараты первого типа представляют собой камеры, через которые в горизонтальном направлении движется воздух со скоростью 2—3 м/с. В камере создается так называемое дождевое пространство за счет разбрызгивания воды форсунками. Форсунки обычно располагают в два-три ряда по ходу воздуха, причем форсунки первого ряда разбрызгивают воду в направлении движения воздуха, а в остальных рядах — навстречу потоку воздуха.

В форсуночных воздухоохладителях создается сложное взаимное движение воздуха и капель воды, которые имеют различные размеры и скорость, попадают на стенки камер и т. д. Как свидетельствуют многочисленные исследования [33], в форсуночных воздухоохладителях преобладающим следует считать прямоток (большая часть капель, особенно мелких, уже отепленных, относится воздухом к выходу и т. п.). А. А. Гоголин опытным путем показал, что направление процесса в форсуночном воздухоохладителе в среднем ориентируется в диаграмме *dI* на точку с $\varphi=1$ и температурой, равной температуре t_{w_2} воды, выходящей из аппарата (линия *1—3* на рис. 13, *а*). При этом точка *2д*, характеризующая действительное состояние воздуха на выходе из аппарата, располагается правее точки *2у* конечного состояния воздуха в условном процессе, однако на той же изоэнтальпе I_2. Это объясняется испарением отепленных мелких капель воды в выходной части аппарата и доувлажнением воздуха. Поэтому условный действительный процесс может быть представлен линией *1—2д*.

Оросительный воздухоохладитель представляет собой вертикально расположенную камеру, в верхней части которой на некотором расстоянии одна от другой имеются две насадки, обычно

представляющие собой слой беспорядочно насыпанных на металлическую решетку или сетку керамических колец Рашига размером 20×25×3 мм. Бывают насадки и другого типа, однако все они должны иметь большую удельную, т. е. приходящуюся на единицу объема, поверхность (100—1500 м²/м³). Подводимая охлажденная вода орошает нижнюю насадку (верхняя служит отбойником влаги — сепаратором). Стекая по этой поверхности тонкой пленкой или отдельными струйками, вода охлаждает воздух, движущийся обычно через орошаемую насадку вверх противотоком.

Действительный процесс охлаждения и осушения воздуха подобен представленному кривой *2* на рис. 12. Он может быть построен

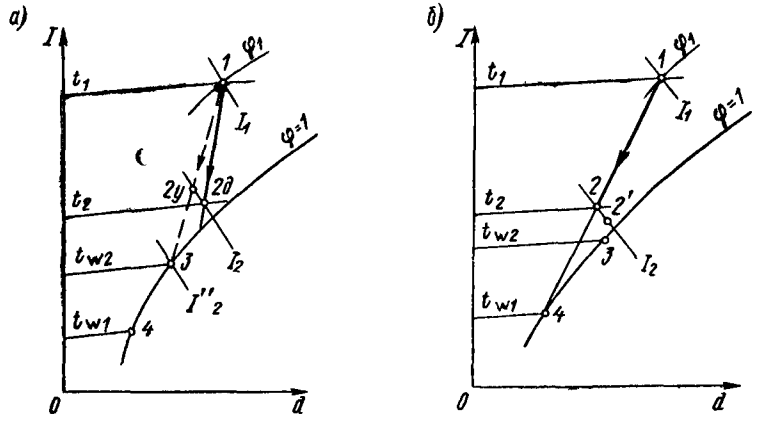


Рис. 13. Условные действительные процессы охлаждения и осушения воздуха водой: *а* — в горизонтальной форсуночной камере; *б* — в оросительном противоточном охладителе.

по участкам и ориентирован на точку с $\varphi=1$ и температурой, равной температуре t_{w1} воды на входе (разбрызгиваемой на насадку воды). Однако точка, характеризующая действительное состояние воздуха на выходе, лежит на этой кривой выше точки *B*. Условно действительный процесс охлаждения воздуха в оросительном охладителе может быть представлен в виде отрезка *1—2* на прямой *1—4* (см. рис. 13, *б*). При малых коэффициентах орошения и небольшой высоте орошаемого слоя в оросительных воздухоохладителях, как и в форсуночных, наблюдается отклонение состояния выходящего воздуха в сторону более высоких влагосодержаний (точка *2'* на 13, *б*).

Контактные аппараты из-за некоторых неудобств в эксплуатации не нашли практического применения на судах. Однако на крупных речных пассажирских дизель-электроходах «Ленин» и «Советский Союз» в СКВ используются форсуночные кондиционеры, которые описаны в гл. VI.

Представляемый прямой линией условный процесс охлаждения характеризуется коэффициентом влаговыпадения $\xi_{\text{п}}$ — отношением

полного количества тепла, отведенного от воздуха, к явному теплу

$$\xi_{\text{н}} = \frac{I_1 - I_2}{c_{\text{вл}}(t_1 - t_2)} = \frac{\Delta I}{c_{\text{вл}}\Delta t}. \qquad (\text{I}.35)$$

Коэффициент влаговыпадения, как и тепловлажностное отношение ε, определяет наклон линии процесса в диаграмме. Если учесть, что $\varepsilon = \Delta I/\Delta d$, $\Delta I = c_{\text{вл}}\Delta t + r\Delta d$ и $r = 2500$ кДж/кг, взаимная связь между $\xi_{\text{н}}$ и ε выразится формулами

$$\xi_{\text{н}} \approx \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 2500} \text{ и } \varepsilon \approx 2500\frac{\xi_{\text{н}}}{\xi_{\text{н}} - 1}. \qquad (\text{I}.36)$$

§ 6
Способы и процессы увлажнения и осушения воздуха

При работе судовой системы кондиционирования в зимнем режиме осуществляется увлажнение воздуха, поскольку он имеет малое влагосодержание даже при большой относительной влажности.

Воздух в кондиционере увлажняется обычно паром, а иногда небольшим количеством воды ($\mu \ll 0{,}2 \div 3{,}5$), тонко распыливаемой с помощью форсунок в воздушный поток.

Пусть к $G_{\text{в}}$ (кг) воздуха состояния, характеризуемого в диаграмме dI точкой *1* (рис. 14), подмешивается $G_{\text{п}}$ (кг) водяного пара, имеющего энтальпию $i_{\text{п}}$. Энтальпия увлажненного паром воздуха (кДж/кг)

$$I_2 = I_1 + \frac{G_{\text{п}} i_{\text{п}}}{G_{\text{в}}}, \qquad (\text{I}.37)$$

а его влагосодержание (кг/кг)

$$d_2 = d_1 + \frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{в}}}. \qquad (\text{I}.38)$$

Тепловлажностное отношение для процесса изменения состояния воздуха при увлажнении его паром (процесс *1—2* на рис. 14)

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} = \frac{\frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{в}}} i_{\text{п}}}{\frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{в}}}} = i_{\text{п}}. \qquad (\text{I}.39)$$

Для увлажнения используется пар давлением 0,2—0,3 МПа, энтальпия которого $i_{\text{п}} \approx 2700$ кДж/кг. Значит, процесс увлажнения воздуха паром изобразится прямой с $\varepsilon \approx 2700$ (изотерма по температуре пара), которая идет несколько выше изотермы увлажняемого воздуха ($\varepsilon \approx 2500$). Точка *2*, характеризующая состояние воздуха в конце процесса увлажнения, находится на пересечении линий $I_2 = \text{const}$ и $d_2 = \text{const}$. Температура t_2 увлажненного паром воз-

духа в практике кондиционирования мало отличается от его начальной температуры t_1 (на 1—4° С), поэтому часто процесс увлажнения воздуха паром практически изображают идущим по изотерме $t_1 = \text{const}$, а точку *2* отыскивают на пересечении этой изотермы с линией

$$d_2 = d_1 + \frac{G_п}{G_в} = \text{const}.$$

Если к воздуху подмешивают слишком большое количество пара, то он может стать насыщенным (точки *3* и *4* на кривой насыщения $\varphi = 1$). При этом температура воздуха может быть существенно выше температуры t_1 (точка *4*). Однако такие процессы (*1—3—4*) в судовых кондиционерах не применяются.

Если воздух увлажняется тонко распыленной водой, которая испаряется и усваивается воздухом, насыщая его, энтальпию $I_{2'}$ и влагосодержание $d_{2'}$ находят по формулам (I.37) и (I.38), куда вместо $i_п$ подставляют значение энтальпии (теплосодержания) воды i_w. Значит, для этого случая

$$\varepsilon = i_w \approx 4{,}19 t_w. \qquad \text{(I.40)}$$

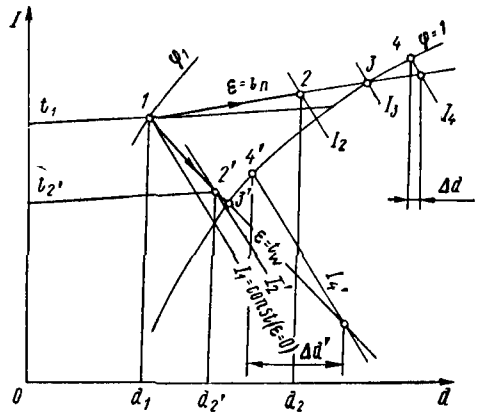


Рис. 14. Процессы увлажнения воздуха паром (*1—2*) и тонко распыленной водой (1—2′).

В зависимости от температуры t_w распыливаемой воды линия увлажнения $\varepsilon = 4{,}19\, t_w$ (*1—2′* на рис. 14) будет меньше или больше отклоняться от изоэнтальпы $I_1 = \text{const}$ ($\varepsilon = 0$). Если подмешивается слишком большое количество воды, воздух становится насыщенным, а его температура может превысить $t_{2'}$ (точка *4′* на рис. 14) и даже t_1 (в этом случае процесс тепло-влагообмена между воздухом и водой подчиняется закономерностям, рассмотренным в предыдущем параграфе).

При излишках подмешиваемых пара или воды в насыщенном воздухе (точки *4* и *4′*) будет содержаться и капельная влага в количествах соответственно Δd и $\Delta d'$.

Для осушения воздуха могут быть использованы твердые и жидкие сорбенты — поглотители влаги (водяных паров). Процесс поглощения паров твердым телом, как известно, называется *адсорбцией*, а процесс поглощения паров жидкостью — *абсорбцией*.

Адсорбенты — твердые вещества, характеризующиеся капиллярно-пористой структурой, вследствие чего они обладают весьма развитой внутренней поверхностью капилляров, достигающей нескольких сот тысяч квадратных метров на 1 кг массы вещества.

Способность адсорбента извлекать водяной пар из воздуха объясняется тем, что давление водяного пара над вогнутым мениском в капиллярах адсорбента ниже, чем парциальное давление пара в окружающем воздухе при той же температуре.

Такими адсорбентами — поглотителями влаги — могут быть активированный уголь, силикагель, алюмогель, губчатая платина и др. В технике кондиционирования для осушения воздуха широко применяются силикагель (SiO_2) и алюмогель (Al_2O_3).

Силикагель представляет собой зернистое стекловидное вещество, получаемое путем обработки жидкого стекла минеральной кислотой. Для осушения воздуха обычно применяют силикагель с размерами зерен 1—3 мм. Объем капилляров составляет 40—50% объема самого вещества, а их поверхность в 1 кг силикагеля достигает 400 тыс.м². Объемная масса силикагеля равна 640—700 кг/м³. С повышением температуры воздуха способность поглощения влаги силикагелем уменьшается. Поэтому при температурах воздуха выше 35° С применять силикагель нецелесообразно.

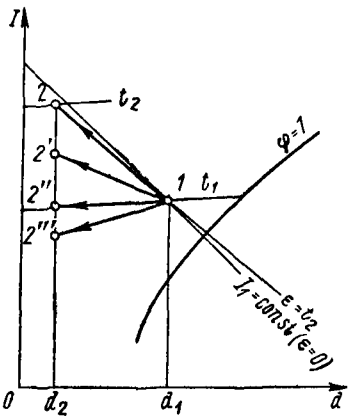


Рис. 15. Процессы осушения воздуха твердыми (*1—2*) и жидкими (*1—2'*; *1—2''*; *1—2'''*) сорбентами.

Алюмогель имеет капилляры, относительный объем которых составляет 30%, поверхность капилляров в 1 кг алюмогеля — 250 тыс. м², объемная масса 800 кг/м³. Алюмогель рекомендуется применять для осушения воздуха с температурой не выше 25° С.

Предельное количество влаги, насыщающей адсорбент, составляет до 10% его сухой массы.

Значительно лучшие сорбционные свойства имеют цеолиты или молекулярные сита, однако из-за необходимости высокой температуры подогрева воздуха (примерно 350° С) для регенерации и худших, чем у силикагеля и алюмогеля, механических качеств для судовых условий они неприемлемы.

В процессе *1—2* (рис. 15) осушения воздуха адсорбентом при равенстве начальной температуры воздуха и адсорбента энтальпия воздуха практически не изменяется, так как процесс поглощения влаги происходит без притока или отвода тепла извне. Для этого процесса

$$I_2 - I_1 = 4{,}19\,(d_2 - d_1)\,t_2, \qquad (I.41)$$

т. е. энтальпия I_2 воздуха в конце процесса осушения меньше его начальной энтальпии I_1 на величину теплосодержания сконденсировавшейся влаги. Таким образом, тепловлажностное отношение для процесса осушения воздуха адсорбентом

$$\varepsilon = 4{,}19 t_2. \qquad (I.42)$$

Луч процесса $\varepsilon=4{,}19\,t_2$ очень близок к изоэнтальпе $I_1=\text{const}$ ($\varepsilon=0$), т. е. осушение воздуха адсорбентом представляет собой адиабатический процесс, направленный в сторону, противоположную процессу адиабатического насыщения (увлажнения) воздуха водой.

Процесс теплообмена при осушении воздуха адсорбентом можно приближенно представить так: при переходе влаги в сорбент выделяющаяся скрытая теплота конденсации вызывает нагревание сорбента и передается от него воздуху посредством явного теплообмена. При этом температура сорбента устанавливается на таком уровне, который соответствует балансу тепла, т. е. когда количество скрытого тепла, передаваемого от воздуха к сорбенту, будет равно количеству явного тепла, передаваемого от сорбента к воздуху. Температура воздуха в процессе осушения существенно возрастает. В зависимости от начального состояния воздуха его конечная температура может достигать 40—50° С, что является недостатком твердых осушителей воздуха.

Адсорбентами воздух может быть осушен до $\varphi=0$. Однако по мере увлажнения сорбента эффективность процесса осушения уменьшается. Поэтому сорбент периодически необходимо регенерировать, т. е. выпаривать из него влагу путем нагревания до 150—300° С (в зависимости от того, какой сорбент). Это недостаток адсорбентов, так как время от времени их необходимо выводить из работы для регенерации.

От этих недостатков свободны жидкие сорбенты — водные растворы солей (хлористого кальция, хлористого магния, хлористого лития, бромистого лития), а также гликоли — диэтиленгликоль (ДЭГ) и триэтиленгликоль (ТЭГ), упругость водяных паров над которыми заметно ниже, чем над водой при той же температуре. Применение жидких сорбентов позволяет осуществлять непрерывную регенерацию и получать осушенный воздух относительно низкой температуры, так как в контур циркуляции раствора помимо осушителя (контактного аппарата) могут быть включены кипятильник (для восстановления концентрации раствора) и охладитель (для охлаждения раствора перед подачей его в воздухоосушитель). Можно регулировать степень охлаждения жидкого сорбента в широких пределах, отводя тем самым часть скрытого тепла конденсации влаги, полностью это тепло или даже большее количество тепла, и обеспечить любой из показанных на рис. 15 процессов осушения воздуха: *1—2′*—с некоторым повышением его температуры, *1—2″*—изотермический, *1—2‴* — с некоторым понижением температуры воздуха. Изменение температуры воздуха зависит также от соотношения расходов воздуха и раствора.

Жидкие сорбенты, однако, хуже осушают воздух, чем твердые. Например, минимум относительной влажности воздуха, достигаемый при применении хлористого лития, $\varphi=14\div23\%$, хлористого кальция — $\varphi=45\div48\%$, хлористого магния — $\varphi=37\div42\%$.

Наилучшей влагопоглощающей способностью обладает водный раствор бромистого лития. Однако он очень агрессивен по

отношению к металлам и другим материалам и весьма дорогостоящий. Растворы хлористого лития и кальция менее агрессивны, чем раствор LiBr, а растворы гликолей вообще неагрессивны. Стойкими к раствору LiCl являются латунь, алюминий, олово, а также сталь 45 (во избежание возникновения гальванических пар не допускается применение разнородных материалов).

Стоимость хлористого кальция наименьшая, а хлористого лития несколько больше, но существенно ниже, чем стоимость бромистого лития.

Водный раствор хлористого лития — один из лучших абсорбентов, он сохраняет осушающую способность при температурах воз-

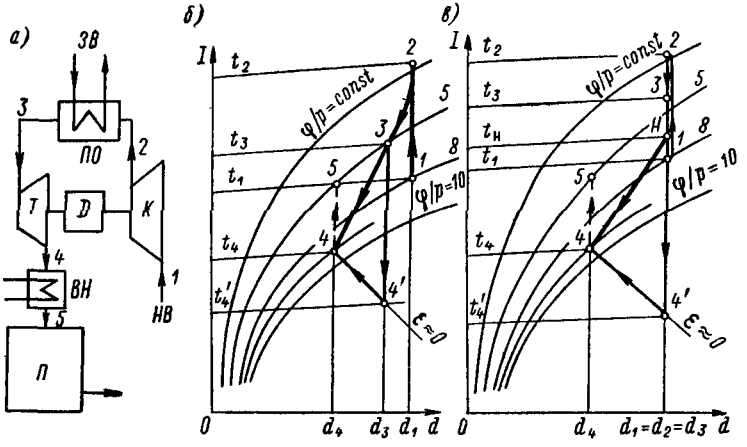


Рис. 16. Схема (*а*) и процессы (*б* и *в*) осушения воздуха с помощью компрессора и турбодетаидера при входе в турбодетаидер насыщенного (*б*) и ненасыщенного (*в*) воздуха.

духа до —60° С и широко применяется, в частности за рубежом, в установках технического и комфортного кондиционирования воздуха. Воздух, обработанный этим раствором, имеет высокую степень стерилизации — в осушенном воздухе содержание микроорганизмов снижается на 97%.

Осушение воздуха может быть произведено с помощью предварительного сжатия его в компрессоре, охлаждения в промежуточном охладителе и дальнейшего расширения в турбине (турбодетандере). Схема такой машины и процессы изменения состояния воздуха в отдельных ее элементах в диаграмме *dI* представлены на рис. 16. Влажный теплый наружный (атмосферный) воздух НВ (точка *1* в диаграмме *dI* и на схеме установки) засасывается компрессором *К* и сжимается в нем до давления 0,2—0,3 МПа, температура воздуха при этом повышается до величины t_2 (точка *2*). Затем сжатый воздух охлаждается в промежуточном охладителе *ПО* забортной водой *ЗВ* или какой-либо другой охлаждающей средой. При этом в *ПО* в зависимости от температуры охлаждающей

среды может быть мокрое (с выпадением влаги, как показано на рис. 16, *б*) или сухое (при $d=\text{const}$ — рис. 16, *в*, процесс *2—3*) охлаждение воздуха.

В том случае, когда из *ПО* выходит насыщенный воздух (например, точке *3* — рис. 16, *б*, лежащей на линии $\varphi/p=5$, соответствует состояние воздуха: $\varphi=1$, $p=0{,}2$ МПа), в турбине (турбодетандере) *Т* происходит расширение с выпадением влаги из воздуха с самого начала процесса. Этот процесс условно может быть представлен прямой *3—4*. Если же в турбину поступает ненасыщенный воздух (в результате сухого охлаждения в *ПО*), то вначале в ней будет происходить сухое расширение воздуха до состояния его

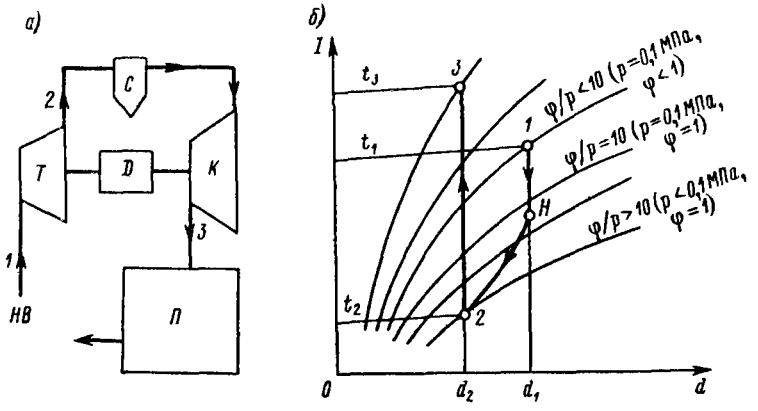


Рис. 17. Схема (*а*) и процессы (*б*) осушения воздуха турбокомпрессорной холодильной машиной по принципу «расширение — сжатие».

насыщения (процесс *3 — Н* на рис. 16, *в*), после чего процесс расширения (охлаждения) пойдет с выпадением капельной влаги (линия *Н — 4*).

Точка *4* соответствует насыщенному воздуху при некотором небольшом избыточном (выше атмосферного) давлении и лежит на линии $\varphi/p<10$ ($\varphi=1$, $p>0{,}1$ МПа). Избыточное давление за турбодетандером определяется сопротивлением тракта между турбиной *Т* и помещением *П*, куда подается осушенный воздух. Положение точки *4* может быть найдено теоретическим (расчетным) путем или условным графо-аналитическим способом [61] по температуре t_4' в конце адиабатического процесса расширения сухого воздуха в турбине: из точки *4'* в точку *4* идут по линии $\varepsilon\approx 0$, если $t_4'>-10°$ С, или по линии $\varepsilon\approx 17d_3$, если $t_4'<-10°$ С.

Рассмотренная схема осушения воздуха может быть условно названа схемой «сжатие — расширение». Она обеспечивает получение холодного осушенного воздуха. Если в помещение *П* нельзя подавать осушенный насыщенный относительно холодный воздух (точка *4*) при $d_4<d_1$, то его подогревают в воздухонагревателе *ВН* (процесс *4—5*), а затем подают в помещение (например, при $\varphi=0{,}5$, как показано на рис. 16).

Для получения осушенного теплого воздуха может быть применена схема «расширение — сжатие» (рис. 17), по которой атмосферный влажный воздух (точка *1*) вначале расширяется в турбодетандере *Т* (процесс *1 — Н — 2*), проходит через сепаратор *С*, где от воздуха отделяется капельная влага, а затем сжимается в турбокомпрессоре *К* (процесс *2—3*).

Воздушные турбокомпрессорные машины, отличающиеся компактностью, отсутствием специального хладагента (фреона) и рядом других положительных качеств, можно применять и для комфортного кондиционирования воздуха [65]. Работая по схеме «сжатие — расширение», они обеспечат отвод тепла и влаги из помещений летом, а по схеме «расширение — сжатие» — отвод влаги и подвод тепла зимой.

Анализ той и другой схем осушения воздуха в воздушной турбокомпрессорной холодильной машине [54] показывает, что при $t_1=25°$ С, $\varphi_1=0{,}75$, $p_1=0{,}1$ МПа и адиабатических к. п. д. компрессора и турбины $\eta_к=\eta_т=0{,}9$ (завышенные значения) расход энергии на высадку 1 кг влаги из воздуха может составлять приблизительно 0,5 кВт·ч. Турбокомпрессорные осушители на среднюю и большую производительность, когда возможно применение в них высокоэффективных ($\eta\approx0{,}9$) турбин и компрессоров, могут быть экономичными и компактными. Однако экономичность судовых установок комфортного кондиционирования воздуха с воздушными турбокомпрессорными холодильными машинами ниже, чем обычных кондиционеров с парокомпрессорными фреоновыми холодильными машинами [65].

Осушение воздуха можно производить холодильными машинами при охлаждении его в поверхностных теплообменниках с температурой поверхности ниже температуры точки росы (см. рис. 6). Подробнее этот способ рассмотрен в гл. II.

ГЛАВА

II

ТЕХНИЧЕСКОЕ КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ НА СУДАХ

§ 7
Цели технического кондиционирования

Техническое кондиционирование обеспечивает поддержание заданных условий (кондиций) атмосферы (с относительной влажностью менее 50%) в трюмах сухогрузных и танках

нефтеналивных судов, что способствует сохранению грузов и значительному уменьшению коррозии внутренних поверхностей трюмов и танков. Кроме того, наличие на танкере воздухоосушительных установок исключает возможность обводнения высокосортных видов топлива и смазочных материалов, а также позволяет после освобождения грузовых танков от водяного балласта немедленно осушать их поверхности и снижать влажность атмосферы танков.

Все перевозимые на сухогрузных судах грузы можно подразделить на две основные категории: гигроскопические грузы, содержащие влагу, количество которой зависит от условий окружающей среды и свойств самого груза (пшеница, мука, хлопок, кофе, табак, пряности и т. п.), и негигроскопические грузы, не содержащие влагу (металл и изделия из него, машины, оборудование, инструмент и т. п.).

Грузы обладают большой теплоаккумуляционной способностью; это приводит к выпадению влаги из воздуха при переходах судна из районов тропиков в северные широты и, наоборот, из холодных районов в теплые. Так, если судно переходит из северных районов в южные, то температура груза повышается медленно, т. е. он долгое время остается холодным; из теплого влажного воздуха трюма (в южных широтах) выпадает влага на груз. Если судно переходит из районов тропиков в северные широты, то, благодаря теплоаккумуляционной способности груза, воздух трюма продолжительное время остается теплым и влажным, а температура внутренних частей корпуса судна снижается быстро (холодная забортная вода). Поэтому из воздуха на эти поверхности будет выпадать влага.

Воздух в трюмах насыщается парами воды при испарении влаги из грузов (например, незрелых хлебных злаков, риса, соевых бобов, хлопка, целлюлозы и др.), а также вследствие попадания снега или дождя во время погрузки.

Выпадение влаги на груз и металлические поверхности корпуса судна приводит к порче груза и усиленной коррозии внутренних поверхностей трюмов.

На внутренних поверхностях танков нефтеналивных судов интенсивно протекают процессы химической и электрохимической коррозии, приводящие к быстрому износу корпусов танкеров, необходимости их капитального ремонта и затраты больших средств. Так, по данным крупной английской компании Шелл Танкерз [153], убытки от коррозии внутренних поверхностей танков на двухстах танкерах из-за необходимости их капитального ремонта уже после 7—10 лет эксплуатации, а иногда и раньше, составляют ежегодно около 2 млн. фунтов стерлингов.

Как показали проведенные во многих странах исследования, наиболее эффективным средством борьбы с порчей грузов и коррозией металлических частей корпуса судна по указанным выше причинам является искусственное регулирование точки росы воздуха в трюмах и удаление из атмосферы танков влаги, т. е. осушение воздуха трюмов и атмосферы танков. Исследования

в Англии и Швеции показали, что при снижении относительной влажности воздушной среды в танках с 80 до 40—50% потеря в весе стали от коррозии уменьшается более чем в 10—12 раз, а при $\varphi \leqslant 40 \div 50\%$ коррозия практически прекращается.

Обзор и анализ судовых воздухоосушительных установок различных типов для технического кондиционирования приведен, например, в работах [121, 153].

Основной частью систем технического кондиционирования воздуха сухогрузных и нефтеналивных судов служат воздухоосушительные установки. Кроме того, в систему для сухогрузного судна входят: 1) приточные и вытяжные трюмные вентиляторы, производительность которых, как правило, выбирают из расчета обеспечения 3—4-кратного обмена воздуха в час на пустой трюм; 2) воздуховоды, обеспечивающие подачу и распределение осушенного воздуха в трюмах; 3) приборы и средства автоматического управления и контроля за установкой. В систему технического кондиционирования танкеров вместо трюмных вентиляторов входит высоконапорный нагнетатель и трубопроводы осушенного воздуха с невозвратно-запорными клапанами, обеспечивающие поддержание в танках избыточного давления воздушной среды от 2000 до 8500 Па.

§ 8
Сорбционные воздухоосушительные установки

Воздухоосушительные установки сорбционного типа могут быть адсорбционными или абсорбционными. Первые (с силикагелем в качестве осушителя) наиболее широко применяются за рубежом. Из абсорбционных осушительных установок, в последнее время также широко использующихся на зарубежных судах, наиболее известны установки фирмы Катабар с вертикальными камерами орошения, в которых воздух осушается путем непосредственного контакта с разбрызгиваемым через форсунки специальным раствором хлористого лития, называемым «катеном» (в § 6 отмечалось, что в качестве осушителей обычно используются водные растворы хлористых лития, кальция, магния и др.).

Силикагелевые воздухоосушительные установки внедрены и на некоторых судах отечественной постройки (сухогрузах типов «Ленинский комсомол» и «Полтава», танкерах типа «София»). На рис. 18 показана принципиальная схема такой установки ВОУ-3000 (воздухопроизводительностью 0,833 м³/с, т. е. 3000 м³/ч) для танкеров типа «София». Из-за необходимости периодической регенерации твердого влагопоглотителя установка включает в себя два адсорбера. Один из них (*12*), как показано на рисунке, в данное время находится в работе (осушает воздух), а другой (*9*) — на регенерации.

В адсорберах размещены кассеты, заполненные силикагелем с толщиной слоя 200—300 *мм*. Атмосферный воздух через фильтр *6* и клапан-переключатель *11* поступает в адсорбер *12*, где он осушается и нагревается (см. § 6, рис. 15). Нагретый осушенный воздух проходит последовательно через клапан-переключатель *4* и воздухоохладитель *3*, где он охлаждается забортной водой. Затем двухступенчатым нагнетателем *2* воздух подается по воздуховодам в обслуживаемые помещения (в танк, трюм).

Воздухоосушительная установка и нагнетатель могут включаться и выключаться как вручную, так и автоматически от реле давления *1* соответственно при падении давления воздуха (атмосферы) в танках до 2000 Па и при достижении давления 8000 Па.

В то время, когда адсорбер *12* производит осушение воздуха,

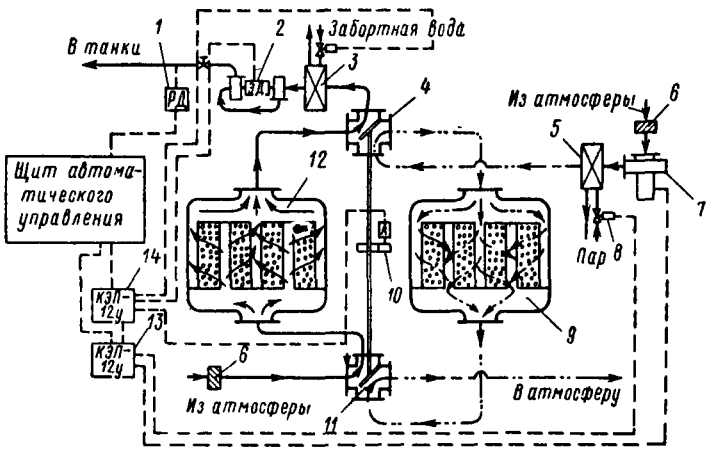


Рис. 18. Принципиальная схема силикагелевой воздухоосушительной установки ВОУ-3000.

вентилятор *7* через фильтр *6* забирает воздух из атмосферы и через паровой воздухонагреватель *5* и клапан *4* направляет его в адсорбер *9*. Здесь горячий воздух (с температурой около 140—150° С), проходя через слой увлажненного силикагеля, высушивает его и далее с парами воды через клапан *11* направляется в атмосферу. Процессом регенерации управляет второе программное устройство *13* с электропневматическим прибором КЭП-12у. Через 1 ч. 25 мин. с момента начала регенерации закрывается клапан *8* подачи пара на воздухонагреватель *5*, а спустя 15 мин. выключается электровентилятор *7* (в течение 15 мин. происходит охлаждение горячего силикагеля атмосферным воздухом).

После того как адсорбер *12* суммарно проработает в режиме осушения заданное время (например, в установке ВОУ-3000 1 ч.

50 мин.), электропневматический прибор КЭП-12у программного устройства *14* включает переключатель *10* клапанов *4* и *11*. После перевода этих клапанов адсорбер *12* переключается на регенерацию, а адсорбер *9* — на осушение воздуха. Одновременно включается вентилятор *7* и открывается клапан *8* подачи пара на воздухонагреватель *5*. Далее циклы осушения и регенерации повторятся.

Как следует из описания автоматизации процесса осушения и регенерации, цикл осушения более длителен, чем цикл регенерации, тем более, что время осушения (1 ч. 50 мин. работы плюс перерывы, регулируемые реле давления *1*) может быть значительно больше времени непрерывной регенерации, равного 1 ч. 25 мин. Однако при осушении воздуха с малым влагосодержанием в течение 1 ч. 50 мин. увлажнение силикагеля может оказаться далеким от расчетного предела и время регенерации 1 ч. 25 мин. чрезмерно большим, что вызовет пересушку силикагеля, который станет неспособным поглощать влагу. Поэтому более правильными могут быть другие методы регулирования циклов осушения и регенерации.

В некоторых адсорбционных установках регенерацию прекращают по достижении определенной температуры уходящего из аппарата воздуха [158]. Такой метод более оправдан. Действительно, горячий воздух в регенерируемом адсорбере отдает тепло на выпаривание влаги из силикагеля, вследствие чего температура воздуха понижается. По мере регенерации влажность силикагеля снижается, количество отдаваемого воздухом на испарение влаги тепла уменьшается, а температура воздуха и паров, уходящих в атмосферу, растет. Процесс регенерации считается законченным, когда эта температура повысится до 70—80° С. При этом остаточное обводнение силикагеля составит 2,5—3% его массы.

Дальнейшая регенерация (осушение) силикагеля возможна, но экономически не оправдана. Однако, если температура осушаемого воздуха достигает 30—40° С и температура сорбента также возрастает, а эффективность сорбции снижается, силикагель можно высушивать более полно, доводя температуру воздуха, уходящего из регенерируемого адсорбера, до 80—90° С.

По принятым температурам уходящего из рабочего и регенерируемого адсорберов воздуха можно автоматически регулировать работу осушительной установки. Полную замену силикагеля в установке следует производить примерно через 7—9 лет работы.

Испытания показали [153], что воздухоосушительные установки ВОУ-3000 (для танкеров типа «София») и ВОУ-2000 (для сухогрузов типа «Ленинский комсомол») обеспечивают осушение воздуха с параметрами $t_1=35°$ С; $\varphi_1=76\%$; $d_1\approx27$ г/кг; $t_{рос1}=30°$ С до состояния, соответствующего $t_{рос2}=11°$ С; $d_2=8$г/кг. Однако следует иметь в виду, что адсорбционные установки могут осушить воздух настолько, что его температура точки росы снизится до —60° С.

Адсорбционные воздухоосушительные установки достаточно просты по конструкции, экономичны и могут глубоко осушать воздух. Однако они имеют и существенные недостатки: а) большие габарит и масса установки вследствие малых допустимых скоростей воздуха в слое силикагеля (0,2—0,25 м/с) и наличия двух адсорберов, нуждающихся к тому же в переключающем устройстве; б) высокая, необходимая для эффективной регенерации, температура воздуха (140—150° С), в связи с чем требуется либо источник пара давлением 0,8—0,9 МПа, который не всегда имеется на судах, либо осуществлять электроподогрев воздуха, что неэкономично.

В зарубежной практике известны силикагелевые воздухоосушительные установки с цилиндрическими вращающимися адсорберами, регенерация и осушение воздуха в которых производятся непрерывно (установки типа «Ротаир» фирмы Каргокэйр).

В упоминавшихся выше абсорбционных осушительных установках фирмы Катабар скорость осушаемого воздуха в вертикальных камерах орошения достигает 1,0—1,5 м/с, а регенерационная часть установки значительно меньше, чем в силикагелевых осушителях. Это приводит к значительному уменьшению массы и габарита установки при одинаковой производительности по осушаемому воздуху.

В СССР проведены исследовательские и проектно-конструкторские работы по созданию абсорбционных осушительных установок с обработкой воздуха водным раствором хлористого лития в высокоэффективных циклонно-пенных аппаратах при скоростях воздуха до 5—6 м/с [16]. В результате разработаны и внедрены судовые осушительные установки, имеющие массу и габариты в несколько раз меньше, чем абсорбционные установки с камерами орошения и тем более силикагелевые осушители. Циклонно-пенный аппарат подробнее будет рассмотрен в § 22. Это вертикальная цилиндрическая камера, в нижнюю часть которой тангенциально с большой скоростью подводится воздух. В камере создается вихревой поток воздуха (циклон), вступающий в контакт с разбрызгиваемым сверху раствором. В результате взаимодействия воздуха с водой образуется так называемая пена, в которой воздух очищается, охлаждается и осушается.

Принципиальная схема такой установки показана на рис. 19. Наружный воздух вентилятором *1* подается в циклонно-пенный аппарат *2*, откуда осушенный и очищенный воздух поступает в обслуживаемое помещение (танк, трюм). В аппарат *2* из бака *10* насосом *8* через охладитель *9*, питаемый забортной водой, подается абсорбент — водный раствор хлористого лития, концентрация которого в результате поглощения влаги из воздуха уменьшается. Этот разбавленный раствор сливается снова в бак *10*.

Для поддержания заданной концентрации раствора предусматривается периодическое удаление из него части влаги. Для этого часть раствора (около 10% общего расхода) насосом *8* подается через паровой нагреватель *7* в циклонно-пенный десорбер *4*. По-

сколько в нагревателе 7 раствор нагревается до температуры 110—120° С, то в десорбере влага из него удаляется наружным воздухом, подаваемым вентилятором 5. Из десорбера 4 раствор повышенной концентрации сливается в бак 10.

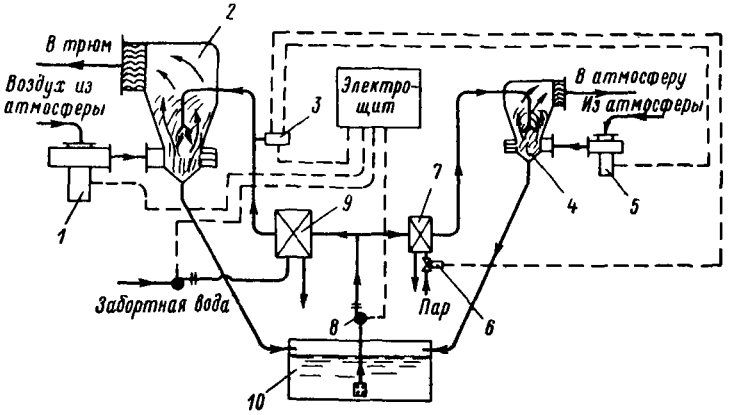


Рис. 19. Принципиальная схема абсорбционной установки с циклонно-пенными аппаратами.

Работа установки автоматизирована. На трубопроводе подачи раствора в абсорбер 2 установлен плотномер раствора 3 (например, радиоактивный прибор ПРЖ-5), настроенный на определен-

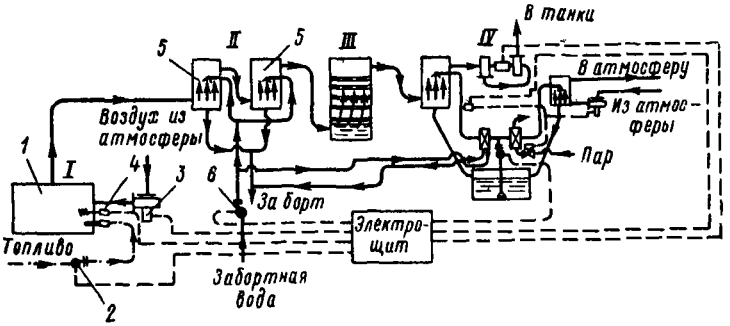


Рис. 20. Принципиальная схема системы осушенных инертных газов для нефтеналивных судов.

ную рабочую концентрацию (для раствора LiCl — на 41—43%). При снижении концентрации раствора до 41% автоматически открывается электромагнитный клапан 6 подачи пара на нагреватель 7 и включается вентилятор 5. По достижении верхнего предела концентрации 43% клапан 6 закрывается, а вентилятор 5 останавливается.

Помимо малых массы и габарита абсорбционные осушительные установки с циклонно-пенными аппаратами имеют и другие достоинства по сравнению с силикагелевыми осушителями. У них более простая автоматика; для осуществления процесса регенерации требуется пар давлением не более 0,4 МПа, имеющийся, как правило, на любом судне.

Для уменьшения коррозии внутренних поверхностей танков нефтеналивных судов необходимо, кроме осушения атмосферы танков, снижать в ней концентрацию кислорода. Последнее целесообразно также и с точки зрения предотвращения образования в танках взрывоопасной концентрации газов. Поэтому на танкерах перспективно применение системы осушенных инертных газов (рис. 20), обеспечивающей поддержание в танках атмосферы с концентрацией кислорода менее 4—5% и относительной влажностью не более 50%. В качестве инертных газов обычно используются продукты сгорания жидкого топлива.

Система состоит из газогенератора *I*, включающего в себя камеру сгорания *1*, топливный насос *2*, вентилятор *3* и электрозапал *4* для автоматического запуска газогенератора, блока охлаждения и очистки газов *II*, блока дополнительной очистки *III*, блока осушения *IV*, представляющего собой осушительную установку с циклонно-пенными аппаратами (рис. 19). Блок охлаждения и очистки *II* (рис. 20) состоит из двух циклонно-пенных аппаратов *5*, в которых газы охлаждаются и очищаются путем взаимодействия со вспененной забортной водой, подаваемой насосом *6*. Блок дополнительной очистки *III*, необходимость которого должна быть проверена опытным путем, представляет собой фильтр, состоящий из слоев масла, люфы и электризующегося синтетического материала. Работа системы осушенных инертных газов полностью автоматизирована.

Могут быть применены и несколько отличные от рассмотренной схемы системы осушенных инертных газов.

§ 9
Механические осушители

Кроме рассмотренных методов осушения воздуха, в последнее время все шире начинают применять относительно новый способ осушения — с помощью холодильных машин. Такие осушители принято называть механическими. Они представляют собой небольшие передвижные автоматизированные фреоновые холодильные агрегаты, в которых влажный воздух из помещения с помощью электровентилятора *4* (рис. 21) последовательно проходит через ребристый испаритель *1* непосредственного охлаждения с температурой поверхности ниже температуры точки росы воздуха и затем через ребристый конденсатор *3*. В трубках испарителя-воздухоохладителя кипит хладагент (фреон-12 или фреон-22), отнимая тепло от воздуха. Пары хладагента

отсасываются компрессором *2*, сжимаются и подаются в конденсатор, где они конденсируются с выделением скрытой теплоты, передающейся воздуху. Жидкий хладагент дросселируется с давления конденсации до давления кипения в регулирующем клапане *5* или в капиллярной трубке и поступает опять в испаритель.

В результате происходит осушение ($d_2 < d_1$) и небольшой подогрев ($t_2 > t_1$) воздуха.

Повышение температуры воздуха в осушителе объясняется тем, что к нему в конденсаторе подводится тепла больше, чем отводится в испарителе (на величину работы компрессора).

Выпавший из воздуха конденсат собирается в поддоне *6* и отводится в сливную магистраль. Конденсация влаги из воздуха в виде капель наблюдается при температуре поверхности воздухоохладителя выше 0° С. Однако в некоторых случаях при температурах в помещении ниже 10—15° С точка росы приближается к 0° С, и температура поверхности должна быть отрицательной. При этом влага из воздуха оседает на поверхности в виде инея, который, постепенно нарастая, ухудшает теплопередачу и, заполняя пространство между ребрами, препятствует прохождению воздуха. Работа осушителя приобретает циклический характер с чередованием периодов осушения воздуха и периодов удаления инея с поверхности воздухоохладителя. Удалять иней можно различными способами в зависимости от температуры воздуха, схемы машины и других условий: продувкой воздуха при неработающем компрессоре, когда $t_1 > 0°$ С; подачей горячих паров хладагента из компрессора в испаритель — по схеме теплового насоса; электроподогревателями и т. п.

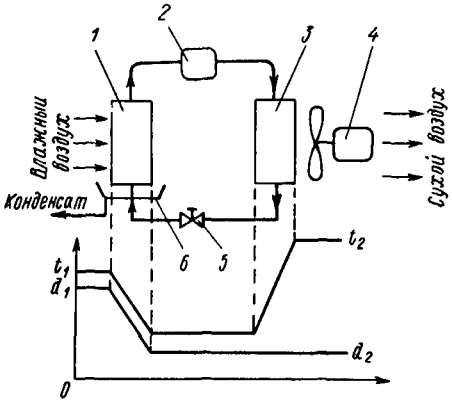


Рис. 21. Принципиальная схема работы механического осушителя

Основы теории и расчета механических осушителей разработаны А. А. Гоголиным [31]. Под его руководством во Всесоюзном научно-исследовательском институте холодильной промышленности (ВНИХИ) создан ряд механических осушителей. Первые опыты по применению и внедрению на сухогрузных морских судах механических осушителей в нашей стране выполнены Одесским институтом инженеров морского флота (ОИИМФ, В. А. Загоруйко и др.).

Наша промышленность выпускает стационарные и переносные механические осушители («Азербайджан» и другие).

За рубежом широко применяются передвижные механические

осушители производительностью по влаге от 5—10 до 100 кг/сут, применяющиеся на складах, в библиотеках, архивах, сырых подвалах в новых, еще не просохших зданиях и т. д. Расход электроэнергии на конденсацию 1 кг влаги при этом составляет в среднем 0,5—0,8 кВт·ч. Он зависит от начального влагосодержания воздуха d_1 (чем выше d_1 и t_1, тем больше производительность осушителя и меньше энергозатраты на осушение воздуха).

Механические осушители воздуха выпускаются фирмами Ремингтон (США), Претема (Швейцария), Линде (ФРГ), Марко (Англия) и др. В США, например, ежегодно выпускается 400 тыс. механических осушителей.

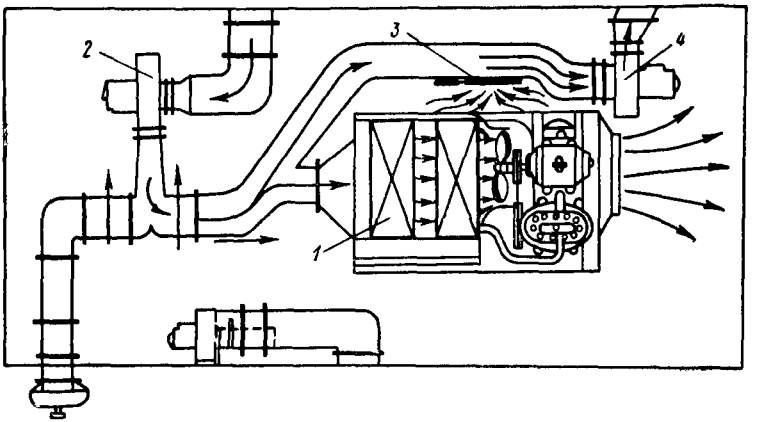


Рис. 22. Схема подключения и работы механического осушителя воздуха в вентиляторном помещении трюма теплохода «В. Терешкова».
1 — испаритель-воздухоохладитель; 2 — вытяжной трюмный вентилятор; 3 — прием осушенного воздуха; 4 — приточный трюмный вентилятор.

На рис. 22 показана схема размещения и подключения механического (фреонового парокомпрессорного) воздухоосушителя в вентиляторном помещении трюма № 4 теплохода «В. Терешкова» [53]. Опыт эксплуатации этой установки показал хорошую эффективность ее работы, при нормальных (не повышенных) параметрах воздуха в трюме она обеспечивает отделение 0,5—1,0 г влаги на каждый килограмм трюмного воздуха.

Механические осушители компактны, легки, просты и удобны в эксплуатации. Стоимость эксплуатации механического осушителя воздуха, по данным стационарной практики [31], несколько выше, чем силикагелевого, и ниже, чем хлористолитиевого. При более высокой относительной влажности воздуха она приближается к стоимости эксплуатации силикагелевой установки. Наоборот, при малых относительных влажностях и температурах воздуха стоимость эксплуатации механического осушителя резко возрастает.

ГЛАВА

III

САНИТАРНО-ГИГИЕНИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА НА СУДАХ

§ 10
Взаимодействие человека с окружающей средой в помещении и условия формирования микроклимата

В отличие от стационарных условий, когда на каждого человека приходится большой объем помещения, а само помещение сообщено с атмосферой, на судах люди находятся в стесненных условиях (кубатура помещений, приходящаяся на одного члена команды, может составлять 5—6 м^3) и нередко в герметизированных помещениях.

Рассмотрим кратко взаимодействие человека с окружающей средой в судовом помещении. В результате физиологических процессов, протекающих в человеческом организме, у всех людей с поверхности кожи и через дыхательные пути выделяются теплота, влага и углекислота (углекислый газ). В зависимости от состояния организма (сон, отдых, умственная работа, мускульная работа различной интенсивности) и параметров окружающей среды каждый человек в судовых условиях в течение часа выделяет 330—1050 кДж тепла, 40—415 г влаги и 18—36 л углекислоты. Кроме того, в процессе жизнедеятельности человек выделяет и ряд вредных веществ: аммиак, аммонийные соединения, жирные летучие кислоты, вредные органические вещества и др. В некоторых судовых помещениях могут быть неприятные запахи, токсические газы, механические загрязнения воздуха и т. п.

Все эти вредные вещества, примеси, загрязнения и углекислоту необходимо удалять из помещения вместе с загрязненным воздухом, а взамен должен поступать свежий очищенный воздух с достаточным содержанием кислорода. Вредные выделения человека пропорциональны количеству выделяемой им углекислоты (CO_2). Поэтому состав воздушной среды в жилых, общественных и служебных помещениях нормируют по допустимой концентрации CO_2, в соответствии с которой устанавливают нормы воздухообмена. Вредные примеси, загрязнения, запахи, выделяемые в некоторых специальных помещениях, отводят специальными средствами (с помощью вытяжной вентиляции, поглотителей и др.) независимо от концентрации CO_2 в воздухе этих помещений. На этот счет существуют особые нормы и требования.

В обитаемых помещениях транспортных и других морских и речных судов чистоту воздуха нормируют, повторяем, кратностью

воздухообмена, исходя из допустимой концентрации углекислоты.

Как известно, в воздухе постоянно происходят процессы ионизации и деионизации. В нем обычно имеются легкие, средние и тяжелые ионы положительного и отрицательного зарядов. Наблюдениями многих исследователей установлено, что умеренно повышенная концентрация легких ионов в воздухе (до 1000—2000 ионов в 1 $см^3$) при некотором преобладании отрицательных ионов благоприятно влияет на человеческий организм (улучшается деятельность сердечно-сосудистой системы, нормализуется сон, повышается общий тонус и усиливается устойчивость организма к неблагоприятным внешним воздействиям). Значительное содержание в воздухе тяжелых ионов оказывает прямо противоположное действие на человека.

В атмосферном воздухе в различных местностях число легких ионов разное. Например, в сельских местностях и в курортных районах, особенно в горных, морских, число легких ионов может достигать 2000—3000 в 1 $см^3$, тогда как в больших городах оно падает до 150—200 в 1 $см^3$. В судовых помещениях, особенно при малых кубатурах, происходит активная деионизация воздуха вследствие интенсивной адсорбции ионов поверхностями ограждений, оборудования, поверхностными теплообменными аппаратами, фильтрами и воздухопроводами системы кондиционирования воздуха и вентиляции, а также увеличение количества тяжелых ионов за счет концентрации легких ионов на ядрах, образуемых выдыхаемой человеком влагой, механическими загрязнениями и т. п.

Ионизация воздуха судовых помещений происходит главным образом за счет ионов, вносимых со свежим атмосферным воздухом. Однако желательно включать в состав судовых систем кондиционирования воздуха специальные ионизаторы, искусственно поддерживающие в помещениях умеренно повышенную концентрацию легких, преимущественно отрицательных, ионов.

Желательно также применять на судах, особенно пассажирских, стерилизацию воздуха, чтобы препятствовать усиленному развитию микрофлоры, размножению и распространению по судовым помещениям болезнетворных микробов.

В последнее время, в связи с длительностью пребывания людей на судах, в комфортном кондиционировании особое внимание уделяется вопросам дезодорации и одорации, т. е. устранению неприятных и приданию благоприятно действующих на человека запахов (моря, леса и т. п.). Кондиционирование переходит на качественно новую ступень развития.

Таким образом, чистота воздуха (своевременное удаление выделяемой людьми углекислоты и других примесей) в судовых помещениях, его качественный состав (ионизация, стерилизация) и наличие благоприятных запахов (одорация) — одно из условий создания комфортного микроклимата для людей. Другое условие создания комфортного микроклимата — обеспечение нормальных теплоощущений человека и отвод из помещений выделяемой им влаги.

Человек в тепловом отношении чувствует себя хорошо (комфортно), когда от него отводится столько тепла, сколько вырабатывает (выделяет) его организм, т. е. комфортное теплоощущение человека зависит от баланса между теплогенерацией и теплопотерями в окружающую среду. В результате теплогенерации и теплопотерь внутренняя температура человеческого тела поддерживается на уровне 36,6—36,8° С, а управляется она тончайшим механизмом автоматической терморегуляции организма: уменьшением или увеличением потока крови через кожный покров, а также усиленным или заторможенным обменом веществ (расходом энергии). Температура кожного покрова человека колеблется в зависимости от параметров окружающего воздуха; в среднем она равна 33° С.

Благодаря автоматической терморегуляции организма человек и все живые существа в природе приспосабливаются к перемене параметров окружающего воздуха. Однако эта терморегуляция действенна лишь при медленных и малых отклонениях параметров от нормальных, необходимых для хорошего самочувствия. При больших и быстрых отклонениях параметров воздушной среды нарушаются физиологические функции организма: терморегуляция, обмен веществ, работа сердечно-сосудистой и нервной систем и т. п. Например, в условиях тропиков у людей, особенно впервые попавших в эти условия, повышается температура тела, резко снижается работоспособность, возникают угнетенное моральное состояние, повышенная раздражительность и т. п.

Задачи кондиционирования воздуха в судовых помещениях сводятся к поддержанию таких параметров воздушной среды, при которых каждый человек благодаря своей индивидуальной системе автоматической терморегуляции организма чувствовал бы себя комфортно, т. е. не замечал влияния этой среды.

Теплота, выделяемая организмом человека, передается в окружающую среду через кожный покров радиацией, конвекцией, теплопроводностью (явное тепло) и испарением (скрытое тепло), а также путем выдыхания.

На теплоощущения человека оказывают влияние в основном следующие четыре фактора: температура $t_п$ и относительная влажность $\varphi_п$ воздуха, скорость $w_п$ его перемещения (подвижность), температура $t_{огр}$ ограждающих поверхностей помещения. При различных комбинациях этих параметров тепловые ощущения человека могут оказываться одинаковыми. Если человек не ощущает ни холода, ни перегрева, ни движения воздуха, метеорологические кондиции окружающей его воздушной среды (с учетом температуры поверхности ограждений) считаются в тепловом отношении комфортными. Комфортные кондиции воздушной среды могут иметь различные значения, они зависят главным образом от интенсивности труда, совершаемого человеком, и его одежды.

Радиационный теплообмен совершается между человеком и поверхностями ограждений, его величина и направление зависят от температуры этих поверхностей. Тепло, передаваемое конвекцией и теплопроводностью, зависит от температуры и влажности воз-

духа, его скорости, характера и теплопроводности одежды человека. Считая температуру поверхности тела постоянной, а количество тепла, передаваемого теплопроводностью, малым, за явное тепло можно принимать радиационный и конвективный теплообмены, зависящие от температуры поверхностей ограждения и воздуха.

Испарение влаги с поверхности тела человека (скрытый теплоотвод) осуществляется за счет разности парциальных давлений водяных паров в насыщенном слое у поверхности тела и в воздухе помещения. При этом расходуется теплота (энергия) организма, идущая на испарение влаги. Теплоотдача испарением будет всегда, когда $t_{\text{рос}}$ воздуха меньше средней температуры кожи человека (случаи, когда $t_{\text{рос}} > 33°$ С очень редки); она тем больше, чем ниже значение $\varphi_{\text{п}}$ при данной температуре $t_{\text{п}}$ воздуха в помещении.

Распределение общих тепловыделений человека между явным и скрытым теплом зависит от температуры окружающей среды и нагрузки на организм человека. При средних температурах и нагрузках теплоотвод от человека в среднем составляет: испарением 22%, конвекцией 32% и радиацией 46%. При постоянной температуре воздуха и поверхностей ограждений с ростом нагрузки на организм человека увеличиваются общие тепловыделения и доля тепла, отводимого испарением влаги. При неизменной нагрузке и повышении температуры окружающей среды уменьшается доля явного теплоотвода, а теплоотвод испарением возрастает при практически неизменных общих тепловыделениях. При температуре воздуха, равной температуре тела человека, все тепло от него будет отводиться испарением, а если $t_{\text{п}}$ и $t_{\text{огр}}$ больше температуры тела человека, то испарением должно будет отводиться не только выделяемое организмом тепло, но и тепло, переходящее от воздуха и ограждений к человеку конвекцией и радиацией.

В случае высоких температуры и влажности окружающего воздуха теплоотвод от человека может быть увеличен путем повышения скорости воздушного потока около тела человека. При этом возрастают как явный (за счет увеличения коэффициента теплоотдачи), так и скрытый (за счет сдувания пленки насыщенного пара) теплоотводы от человека. Однако при температуре воздуха больше 33° С увеличение его скорости может привести к обратному эффекту — уменьшению теплоотвода от тела человека за счет того, что конвективный тепловой поток будет теперь уже направлен от воздуха к поверхности тела.

Наконец, при неблагоприятных значениях температуры $t_{\text{п}}$, относительной влажности $\varphi_{\text{п}}$ и подвижности $w_{\text{п}}$ воздуха организм человека может не ощущать ни перегрева, ни переохлаждения, если температура $t_{\text{огр}}$ поверхностей ограждений и окружающих предметов такова, что обеспечивается благоприятный радиационный теплообмен между телом человека и этими поверхностями. Однако достичь этого можно далеко не всегда.

Необходимо иметь в виду, что хотя теплоощущение и определяется комплексом величин $t_{\text{п}}$, $\varphi_{\text{п}}$, $w_{\text{п}}$ и $t_{\text{огр}}$, не любое их сочетание

обеспечивает комфортные условия. Каждый из этих параметров может быть изменен не произвольно, а только в некоторых определенных пределах, удовлетворяющих условиям комфортных теплоощущений.

Ниже рассматриваются основные методы оценки теплоощущений человека — критерии, учитывающие комплексное влияние на теплоощущение всех четырех параметров или некоторых из них — и кондиции комфортного микроклимата в судовых помещениях в соответствии с Санитарными нормами и Правилами.

§ 11
Методы оценки теплоощущений человека. Условия комфорта

Теплоощущение человека субъективно. Оно зависит от возраста, пола, состояния здоровья, одежды человека, времени года, географической зоны и т. п. Поэтому оценка теплоощущений производится по результатам наблюдений за большой группой людей. Комфортными считаются те условия, при которых наибольший процент индивидуумов из этой группы чувствует себя приблизительно одинаково хорошо в тепловом отношении. Например, установлено [139], что женщины всех возрастов, по сравнению с мужчинами, и люди обоего пола свыше 40 лет, по сравнению с более молодыми людьми, предпочитают повышенную (на 0,5—1,0° С) температуру.

Существует много методов оценки теплоощущений человека, учитывающих либо часть, либо все указанные выше четыре параметра, влияющие на теплоощущение. К ним относятся метод эффективных и эквивалентно-эффективных температур; метод математического выражения всех величин, определяющих тепловое ощущение; метод учета радиации актинометром или глобустермометром; метод кататермометрии; метод радиационно-эффективных температур; метод результирующих температур.

Кратко остановимся на основных из них.

Эффективная температура (ЭТ) — это температура неподвижного насыщенного воздуха, при которой теплоощущение человека такое же, как и в данном неподвижном ненасыщенном воздухе.

Впервые основы учения об ЭТ воздуха разработал и опубликовал еще в 1884 г. русский инженер И. П. Флавицкий. Аналогичные работы за рубежом появились лишь 40 лет спустя. Различные диаграммы ЭТ приведены, например, в работах [139, 158].

Эквивалентно-эффективная температура (ЭЭТ) — это температура неподвижного насыщенного воздуха, при которой теплоощущение человека такое же, как и в данном подвижном ненасыщенном воздухе. Величина ЭЭТ, в отличие от ЭТ, учитывает и подвижность воздуха ($w_п$), однако остается неучтенным влияние температуры $t_{огр}$ поверхности ограждений помещения и оборудования.

Вследствие того, что теплоотдача испарением от человека к на-

сыщенному воздуху меньше, чем к ненасыщенному, значения ЭТ и ЭЭТ ниже $t_п$ (при $t_п<8°$ С значения ЭТ и ЭЭТ больше $t_п$).

На рис. 23 представлена номограмма для определения различных сочетаний температуры, влажности и подвижности воздуха в помещении, соответствующих тем или иным значениям ЭЭТ. Значения ЭЭТ при $w_п=0$ м/с соответствуют значениям ЭТ.

Вертикальные шкалы одинаковы, левая — для температуры $t_п$ воздуха по сухому термометру, а правая — для температуры $t_м$ по мокрому термометру. Пучок кривых линий соответствует различным скоростям $w_п$ (м/с) перемещения воздуха в помещении, а поперечные кривые — различным значениям ЭЭТ и ЭТ°. Например, значению 22° ЭТ (точка на линии $w_п=0$) соответствуют $t_п=22°$ С и $t_м=22°$ С (неподвижный насыщенный воздух). Величина 22° ЭТ может быть получена при сочетании $t_п=25°$ С и $t_м=$ $=17{,}6°$ С ($\varphi\approx48\%$), что показано на рисунке нижней штриховой линией. Для получения этого же значения 22° ЭЭТ необходимо при $t_п=25°$ С принять, например, $w_п=0{,}5$ м/с и $t_м\approx19{,}7°$ С ($\varphi\approx61\%$) — средняя штриховая линия, или $w_п=1{,}0$ м/с и $t_м\approx22{,}3°$ С ($\varphi_п\approx$ $\approx82\%$) — верхняя шриховая линия.

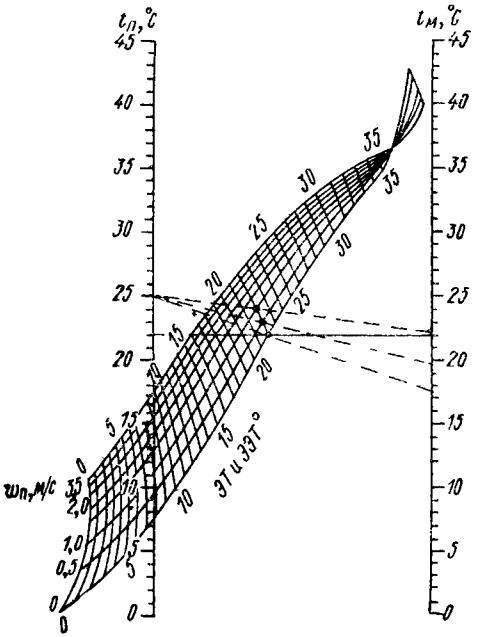


Рис 23 Номограмма эффективных и эквивалентно-эффективных температур.

По данным Всесоюзного института охраны труда зона комфорта в зависимости от нагрузки на человека в летнее время лежит в пределах 17,5—26,5° ЭЭТ, а в зимнее — в пределах 15,5—23,5° ЭЭТ. Однако следует учитывать, что номограммы ЭЭТ и ЭТ составлены на основании экспериментов с людьми путем сравнения их теплоощущений в данном воздухе ($\varphi_п<1$ и $\omega_п\neq0$) с теплоощущениями в насыщенном неподвижном воздухе ($\varphi_п=1$ и $w=0$), где при любой температуре ощущения полного комфорта не наступает. Поэтому должна быть понятна условность комфортных значений ЭЭТ или ЭТ и неполноценность этих критериев, не учитывающих радиационного теплообмена, который в судовых помещениях составляет около половины всего теплоотвода (а ЭТ не учитывает и $w_п$).

Кроме того, комфортные значения ЭЭТ или ЭТ не могут быть обеспечены произвольным сочетанием температуры, влажности и подвижности воздуха. Например, большие скорости $w_п>1{,}5\div$

÷2,0 м/с даже при повышенной температуре воздуха вызывают ощущение сквозняка. При очень низкой ($\varphi_п < 0{,}3 \div 0{,}4$) или очень высокой ($\varphi_п > 0{,}6 \div 0{,}7$) относительной влажности воздуха человек тоже испытывает неприятные ощущения (пересыхание слизистых оболочек дыхательных путей и глаз, нарушение баланса солей в организме и т. п. — при малых $\varphi_п$, или местные переувлажнения и переохлаждения человека, простудные заболевания — при больших $\varphi_п$).

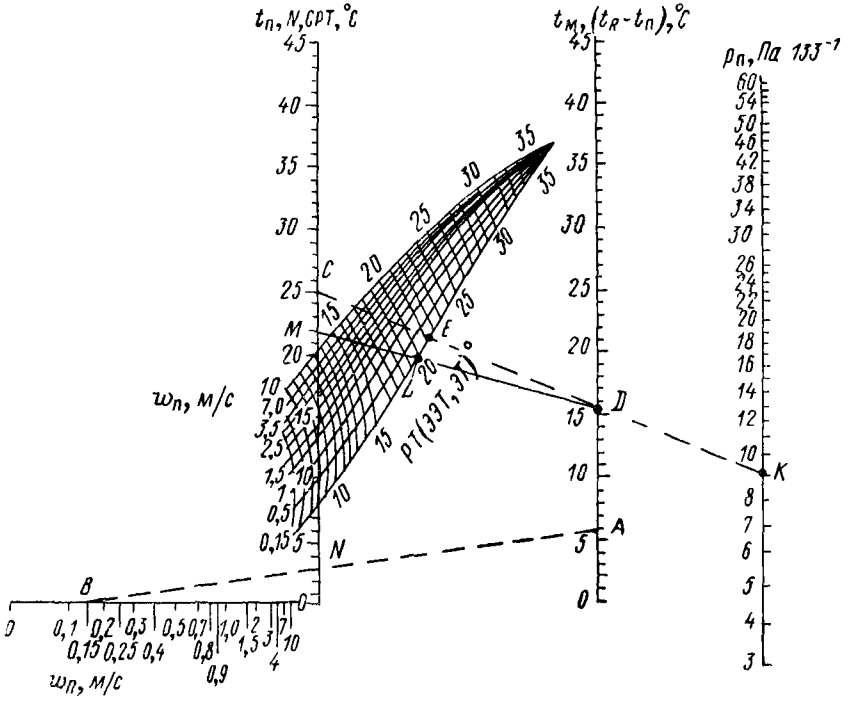


Рис. 24. Номограмма результирующих температур.

В последнее время в практике расчета микроклимата в помещениях проектируемых судов стали применять метод и номограммы *результирующих температур* (РТ), учитывающих влияние на теплоощущения человека $t_п$, $\varphi_п$, $w_п$ и средней радиационной температуры t_R ограждений, замеренной шаровым термометром. Шаровой термометр — это обычный термометр со шкалой в °С (лучше с ценой деления 0,5° С), закопченный резервуар которого вставлен в центр пустотелой медной сферы диаметром 15 см, окрашенной снаружи в матовый черный цвет. Значения t_R в разных точках помещения могут быть различными, в расчет принимают среднюю величину t_R.

На рис. 24 приведена номограмма РТ Миссенара, видоизмененная В. В. Шибой [132]. Основная (средняя) часть номограммы РТ

представляет собой номограмму ЭЭТ и ЭТ (рис. 23) с той лишь разницей, что число кривых $w_п$=const увеличено до значения 10 м/с. На первой вертикальной шкале в том же масштабе, кроме температуры $t_п$ воздуха по сухому термометру, откладывают значения поправки N и так называемой сухой результирующей температуры (СРТ), а на второй вертикальной шкале, кроме $t_м$,— значения разности температур ($t_R - t_п$). Кроме того, слева горизонтально расположена шкала $w_п$ (м/с), а справа вертикально — шкала парциального давления водяных паров в воздухе $p_п$ (Па или мм рт. ст.), характеризующего влажность воздуха.

По номограмме можно определить РТ для сочетаний различных значений $t_п$, $\varphi_п$ и $w_п$ при известной (замеренной) t_R.

Штриховыми линиями на рис. 24 показан пример определения РТ≈21,3° С по известным $t_п$=22° С; $t_м$=15,5° С; $w_п$=0,15 м/с и t_R=28° С (для заданной точки помещения). Вначале определяют $t_R - t_п$=28—22=6° С. Эта разность может быть как положительной, так и отрицательной. Откладывают ее абсолютную величину на второй вертикальной шкале (точка A). Соединяют эту точку прямой с точкой B на горизонтальной шкале, соответствующей $w_п$=0,15 м/с. На пересечении с прямой (слева) вертикальной осью получают значение N=3° С. Если разность ($t_R - t_п$) была положительна, то N также положительна, и наоборот.

Далее вычисляют СРТ=$t_п+N$=22+3=25° С (если бы N была отрицательной, то следовало бы ее подставлять со знаком минус), а по ней на левой вертикальной шкале наносят точку C, которую затем соединяют прямой с точкой $Д$ на второй вертикальной шкале, соответствующей $t_м$=15,5° С, или с точкой K на правой вертикальной шкале, если задана величина $p_п$. В точке E пересечения этой прямой с кривой $w_п$=0,15 м/с находят РТ≈21,3°.

Если не учитывать радиационный теплообмен и соответственно температуру t_R, то по известным $t_п$=22° С, $t_м$=15,5° С и $w_п$==0,15 м/с в точке L пересечения прямой $МД$ с кривой $w_п$=0,15 м/с находим ЭЭТ=19,7° С. Как видно, расхождение между РТ и ЭЭТ довольно существенное. Это еще раз подчеркивает необходимость учета изменения радиационного теплообмена, а значит, теплоощущения человека вследствие отличия $t_{огр}$ от $t_п$.

Таким образом, найдя значение РТ для данного помещения, можно оценить метеорологические условия микроклимата в нем. Так, по данным [132], в теплый период года зона комфорта по РТ для судовых помещений лежит в пределах: в заполярье 18,5—22,5° С, в субтропиках 20,0—23,2° С; в холодный период года — соответственно 17,0—20,4° С и 17,3—20,5° С. В тропиках, по зарубежным данным, верхняя граница зоны комфорта по РТ принимается равной 25,6° С.

Если найти РТ по заданным $t_п$, $t_м$, $w_п$ и t_R в номограмме довольно просто, то подбор необходимого сочетания указанных величин для обеспечения заданной по нормам РТ связан с многократными построениями — приближениями. При этом невозможно точно определить t_R. Ориентировочно ее рекомендуют принимать

как среднюю температуру поверхностей ограждений и оборудования, исходя из расчета теплоизоляции и тепловыделений в помещении. Иными словами, этот метод удобен для оценки РТ в существующем помещении и неточен и неудобен при выборе кондиций воздуха по заданной РТ при проектировании систем кондиционирования. А более точное определение необходимых кондиций обеспечивает наиболее благоприятные условия для экипажа и пассажиров и минимум экономических затрат на кондиционирование воздуха.

Этот метод, хотя и удобен для оценки РТ, но не точен. Определенная по номограмме РТ не вполне соответствует теплоощущениям человека, так как t_R, замеренная шаровым термометром с малыми размерами сферы, не может отразить суммарного значения тепловой радиации, воздействующей на все тело человека, особенно в том случае, когда эта радиация велика и неравномерна в различных направлениях.

Как видно из изложенного выше, ни один из методов не дает точной оценки теплоощущений человека и не позволяет обоснованно и правильно выбирать сочетание всех четырех параметров $t_п$, $t_м$ или $\varphi_п$, $w_п$, $t_{огр}$, обеспечивающих комфортные условия, с одновременным учетом влияния на теплоощущение и самочувствие человека каждого из этих параметров в отдельности. Поэтому необходим иной подход к определению условий комфорта.

Как показали исследования врачей-гигиенистов, комфортные условия для человека создаются при сочетании значений температур $t_{огр}$ и $t_п$, относительной влажности $\varphi_п$ и подвижности $w_п$ воздуха, лежащих в определенных пределах. На основе этих исследований разработаны санитарно-гигиенические нормативы для воздушной среды в судовых помещениях.

§ 12
Санитарно-гигиенические нормативы для воздушной среды судовых помещений

Нормы микроклимата в судовых помещениях, оборудованных системами кондиционирования воздуха, определяются Санитарными правилами для морских, речных и озерных судов СССР [127, 128], разработанными на основе многочисленных медико-санитарных исследований и специальных наблюдений. Эти нормы по температуре, относительной влажности и подвижности воздуха для морских судов приведены, например, в книге В. Н. Языкова [158].

В жилых, общественных и служебных (без значительных тепловыделений) помещениях летом в зависимости от района плавания температура должна поддерживаться в пределах 20—25° С (для северных районов $t_п$=20° С, для тропиков $t_п$=25° С), а зимой или в холодный период времени — составлять 18—20° С для всех районов И только в служебных помещениях со значитель-

ными тепловыделениями в изолированных постах управления она должна быть не ниже 12° С (зимой) и не выше 27—28° С (летом). Температура поверхности ограждений при этом не должна отличаться от температуры воздуха помещения на расстоянии 0,5 м от ограждений более чем на ±2° С. Исходя из этого требования, должна быть предусмотрена (рассчитана) соответствующая теплоизоляция оборудования и ограждений помещения в зимнем и летнем режимах.

Для большинства помещений любых судов и в любых районах плавания независимо от времени года относительная влажность должна лежать в пределах 40—60%. При плавании в северных районах этот предел расширяется до верхнего значения $\varphi_п = 70 \div 75\%$, а в изолированных постах управления машинно-котельных отделений морских судов, плавающих в тропиках летом, правилами предписывается поддерживать $\varphi_п = 50 \div 40\%$.

Скорость движения воздуха в зоне пребывания людей должна быть ограничена пределами $w_п = 0{,}15 \div 0{,}3$ м/с, в южных и тропических районах допускается скорость до 0,5 м/с в помещениях без тепловыделений и максимально до 1,0—1,5 м/с в изолированных постах и на перегреваемых рабочих местах. В случае относительно кратковременной работы системы кондиционирования с большой перегрузкой (выше расчетной) при нахождении судна в жарких районах допускается увеличение скорости воздуха в жилых и общественных помещениях до 1,0 м/с.

Указанные параметры должны быть выдержаны в зоне обитаемости помещений, т. е. в той зоне, где может находиться человек не менее 70% эксплуатационного времени плавания судна в данных климатических условиях.

Правилами устанавливается, что температура направленных на людей струй охлажденного воздуха не должна отличаться от температуры в помещении более чем на 5° С. Разность температур воздуха помещения и приточного (выходящего из воздухораспределителя) в режиме охлаждения рекомендуется принимать 5—12° С в зависимости от способа воздухораспределения и типа СКВ. В режиме отопления температура приточного воздуха должна быть не более 40° С и не менее 18° С. При воздушном душировании на рабочих местах температура воздуха в душе не должна быть ниже 18 и выше 27° С.

Системы автоматического регулирования должны обеспечивать поддержание заданных параметров с предельными колебаниями температуры и относительной влажности воздуха в судовых помещениях: $\Delta t_п \leqslant \pm 1°$ С и $\Delta\varphi_п \leqslant \pm (5 \div 10)\%$ — для морских судов, $\Delta t_п \leqslant \pm 2°$ С и $\Delta\varphi_п \leqslant \pm 10\%$ — для речных и озерных судов. Кроме того, в каютах должна предусматриваться ручная подрегулировка параметров воздуха в помещении путем изменения параметров (в основном температуры) подаваемого воздуха или его количества.

Помимо $t_{огр}$, $t_п$, $\varphi_п$ и $w_п$ санитарно-гигиенические нормативы определяют предельно допустимую концентрацию $\beta_п$ углекислоты

(в литрах CO_2 на 1 м³ воздуха): в помещениях с постоянным пребыванием людей (жилые помещения) — 1,0; в помещениях с периодическим пребыванием людей (служебные помещения) — 1,25; в общественных помещениях — 1,5; в помещениях с кратковременным пребыванием людей (санитарные узлы и т. п.) — 2,0. При этом концентрация углекислоты в воздухе в процентах по объему будет соответственно 0,1; 0,125; 0,15; 0,2%.

Учитывая, что концентрация углекислоты в наружном (свежем) воздухе составляет 0,3 л CO_2/м³ воздуха, а каждый человек выделяет в среднем 23 л CO_2 в час, можно определить необходимое количество свежего воздуха на одного человека в час по формуле

$$v_{н.в} = \frac{23}{\beta_п - 0{,}3} \text{ м}^3/(\text{чел}\cdot\text{ч}). \qquad \text{(III.1)}$$

По этой формуле $v_{н.в}$ получается равным 33 для жилых и 19 м³/(чел·ч) для общественных помещений. Однако эта норма подачи свежего воздуха, кроме того, зависит от места расположения помещения и объема помещения, приходящегося на одного обитателя. Исходя из этого, Санитарные правила устанавливают нормы воздухообмена для морских, речных и озерных судов: величина $v_{н.в}$, м³/(чел·ч) для жилых кают в надстройках и рубках, а также для служебных, медицинских, хозяйственных и других помещений судна составляет 33, для общественных помещений — 20, а для жилых кают в прочном корпусе судна — 50, 60, 70 и 80 соответственно для 1, 2, 3 и 4-й палуб ниже главной палубы. Этими нормами предусматривается устройство вытяжной вентиляции, особенно для помещений, где возможно выделение вредных примесей и запахообразующих веществ (курительные, камбузы, МКО и др.) с превышением вытяжки над притоком. Для жилых кают вытяжка равна притоку (в надстройках) или на два-три обмена в час меньше его (для кают в корпусе). Таблица норм воздухообмена для морских судов приведена, например, в работе [158].

Правила разрешают использовать в системах кондиционирования рециркуляционный воздух судовых помещений, где нет выделений вредных примесей, загрязнений и запахообразующих веществ, в количестве до 30% от общей подачи воздуха (производительности СКВ). Однако в виде исключения, при эффективной очистке воздуха, процент рециркуляции может быть увеличен до таких пределов, при которых концентрация углекислоты в помещениях не превышала бы $\beta_п$. Другими словами, при увеличении процента рециркуляции должны быть обязательно выдержаны нормы подачи свежего воздуха с учетом уменьшения подачи при индивидуальном регулировании работы воздухораспределителей.

В соответствии с рекомендациями Санитарных правил воздух из помещений, где нет вредных выделений и запахов, может выходить через жалюзийные решетки дверей в коридор, откуда он может забираться на рециркуляцию или вытягиваться вытяжной вентиляцией. Помещения, где возможно выделение вредных примесей, запахообразующих веществ и т. п. (курительные, камбузы, сани-

тарные узлы, МКО и др.), должны иметь самостоятельные системы вытяжной вентиляции. Однако для этих помещений допускается использование общей системы вытяжной вентиляции при условии исключения распространения примесей и запахов по судну.

На судах, перевозящих малосернистые нефтепродукты (бензин, керосин, легроин и др.), в воздухе жилых кают и других помещений экипажа Санитарными правилами [128] временно установлена предельно допустимая норма концентрации паров углеводорода не более 2,5 мг/м^3.

Очистка подаваемого в помещения воздуха должна быть такой, чтобы содержание в нем пыли не превышало 0,25 мг/м^3.

Параметры воздуха в судовых помещениях, кратность его обмена в час, принимаемые различными зарубежными фирмами при проектировании СКВ, колеблются в довольно широком диапазоне и нередко совпадают с отечественными нормами. Сведения о них приведены, например, в книге И. В. Тарабрина [139].

Ни у нас, ни за границей пока не разработаны соответствующие нормы и не сформулированы конкретные требования к искусственной ионизации и стерилизации воздуха судовых помещений, а также к одорации и дезодорации, хотя многими исследователями установлена полезность этих видов обработки.

ГЛАВА

IV

ОСНОВНЫЕ ТИПЫ СУДОВЫХ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

§ 13
Основные требования, предъявляемые к судовым системам кондиционирования воздуха, и классификация систем

Требования к судовым системам кондиционирования воздуха определяются назначением систем и особенностями судов, для которых они предназначены. Основное требование к судовым СКВ — надежное поддержание заданных параметров микроклимата в помещениях независимо от метеорологических условий. Остановимся на этом вопросе подробнее.

В судовых помещениях в любое время года есть избытки влаги, в основном за счет влаговыделения людей. Теплоизбытки[1]

[1] Для большинства судовых помещений теплоизбытки равны теплопритокам. В некоторых помещениях теплоизбытки меньше теплопритоков на величину теплоотвода какими-либо холодными поверхностями.

в судовых помещениях, наблюдающиеся летом, складываются из отдельных теплопритоков, процентное соотношение между которыми для большинства судов следующее [150]: через ограждения 29—31; от солнечной радиации через ограждения 25—27; от солнечной радиации через остекление 21—23; от людей 16—18; от электроприборов 4—5. Бóльшая часть теплопритоков (92—94%) — это явные теплопритоки, или теплоизбытки $Q_{я\,изб}$, а меньшая (6—8%) — скрытые тепловыделения $Q_{скр}$, в основном от людей (теплота самой влаги и ее парообразования). В зимнее время в судовых помещениях наблюдаются теплопотери.

С изменением параметров наружного воздуха изменяются и теплоизбытки (теплопотери), в основном за счет изменения явных теплоизбытков (теплопотерь), так как скрытые теплоизбытки практически остаются неизменными.

Система круглогодичного кондиционирования воздуха должна обеспечивать летом отвод из помещений влаго- и теплоизбытков, а зимой — отвод избыточной влаги и подвод тепла, равного теплопотерям помещений. Таким образом, в помещениях происходят процессы тепло- и влагоассимиляции приточным воздухом или воздухом помещения, идущие в ту или другую сторону по теплу и всегда в сторону приточного воздуха по влаге и называемые прямыми (самопроизвольными) процессами. В противовес прямым процессам в кондиционере СКВ должны быть организованы обращенные процессы тепловлажностной обработки воздуха, подаваемого в помещения, для получения необходимых его параметров и состава, а также очистка воздуха.

Система кондиционирования воздуха должна обеспечивать подачу свежего воздуха в судовые помещения в соответствии с требованиями Санитарных правил и обладать высокой маневренностью, т. е. способностью быстро изменять режим работы в зависимости от изменений параметров наружной среды и тепловых нагрузок на оборудование.

Экономичность СКВ должна быть высокой, а ее масса и габарит — минимальными. В установке кондиционирования следует использовать те виды энергии, которые соответствуют типу энергетической установки судна; она должна быть малошумной, т. е. не создавать в обслуживаемых помещениях шума, превышающего значения, устанавливаемые «Нормами допустимых уровней шума на морских судах и правилами по предупреждению их вредного воздействия», иметь надежную и достаточно точную систему автоматического регулирования, обеспечивать различные параметры воздуха в помещениях в зависимости от индивидуальных потребностей людей.

Система кондиционирования должна быть такой, чтобы исключались возможность распространения пожара на судне и нарушение водонепроницаемости палуб и переборок, обеспечивающих непотопляемость судна.

Требования относительно рециркуляции воздуха изложены в предыдущем параграфе.

При организации воздухообмена с выбросом воздуха из обслуживаемых помещений в коридоры надстройки в последних нужно обеспечивать баланс между приточным и вытяжным воздухом. Выход воздуха из обслуживаемых помещений следует осуществлять как искусственным путем (при помощи вытяжных вентиляторов системы общесудовой вентиляции), так и естественным (при помощи решеток и жалюзи).

Центральные кондиционеры нужно устанавливать в отдельных помещениях с обеспечением при этом удобства их монтажа, демонтажа и обслуживания. При расположении двух центральных кондиционеров в одном помещении необходимо предусмотреть их взаимное резервирование, т. е. возможность работы каждого кондиционера на все помещения. Помещения центральных кондиционеров должны быть оборудованы вентиляцией, шпигатами для удаления воды и освещением по действующим нормам.

Помещения кондиционеров, граничащие с жилыми, медицинскими и общественными помещениями, а также помещениями с нормируемыми уровнями шума, должны иметь звукоизоляцию.

Взаимное расположение кондиционеров и холодильных машин должно быть таким, чтобы обеспечивались наибольшие экономичность, надежность в работе и удобство в обслуживании. При системе непосредственного испарения холодильную машину желательно располагать вблизи кондиционеров. В этом случае сокращается протяженность фреоновых трубопроводов и, как следствие, уменьшается мощность компрессора, улучшается возврат масла в компрессор, уменьшается вероятность расстройства соединений и утечек фреона. Однако чаще всего холодильное оборудование располагают на платформе в машинном отделении, что удобно с точки зрения его обслуживания, а кондиционеры — на шлюпочной палубе или в других местах.

Рекомендуется проектировать раздельные СКВ для правого и левого борта, исходя из различий в солнечном облучении бортов в течение дня при постоянном или переменных курсах судна.

Внешнее оформление системы кондиционирования и входящего в ее состав оборудования, особенно воздухораспределительных устройств, должно соответствовать архитектуре и интерьерам судна. В последнее время при создании судового оборудования кондиционирования воздуха вопросам художественного конструирования уделяется особое внимание.

Применяемые в настоящее время на судах СКВ весьма разнообразны. Классифицировать системы можно по многим признакам. Проведем классификацию по основным признакам:

— времени работы системы — круглогодичное, летнее или зимнее кондиционирование воздуха;

— величине скорости воздуха в воздухопроводах — низкоскоростные, среднескоростные и высокоскоростные СКВ;

— величине давления воздуха за кондиционером — СКВ низкого, среднего и высокого давления или соответственно низко-, средне- и высоконапорные СКВ;

— числу подводов воздуха к воздухораспределителю помещения от центрального кондиционера — одно- и двухканальные СКВ;

— наличию рециркуляции — с рециркуляцией полной (замкнутые СКВ), частичной (соединенные СКВ) и без нее — прямоточные СКВ;

— месту выработки холода (тепла) и обработки воздуха — центральные, центрально-групповые, местные, местно-центральные, автономные СКВ;

— способу охлаждения воздухоохладителя кондиционера — СКВ с непосредственным испарением фреона и с промежуточным хладоносителем.

На большинстве морских судов применяются системы круглогодичного кондиционирования, а на судах, плавающих только в северных районах,— системы зимнего кондиционирования, а иногда — воздушного отопления, без увлажнения воздуха (например, на лесовозах типа «Павлин Виноградов»).

В низкоскоростных судовых СКВ скорость воздуха в магистральных воздуховодах составляет 15—17 м/с (в отводах 6—8 м/с), в среднескоростных — соответственно 17—22 и 8—12 м/с, а в высокоскоростных — 22—30 и 12—20 м/с.

В системах низкого давления (низконапорных) полное давление воздуха за кондиционером равно примерно 1000 Па, в системах среднего давления (средненапорных) — около 1200—2000 Па, а в системах высокого давления (высоконапорных) — более 2000 Па.

Напорность СКВ зависит от сопротивления воздухопроводов (скорости движения воздуха в них) и сопротивления воздухораспределителей. Как правило, величина давления воздуха за кондиционером определяется сопротивлением СКВ (скоростью воздуха). Однако бывают, например, и высокоскоростные средненапорные системы с высокой скоростью воздуха в воздухопроводах и низконапорным воздухораспределением в помещениях. В высокоскоростных СКВ применяются высоконапорные вентиляторы (с полным давлением 3000—5000 Па), а в низкоскоростных — низконапорные (1200—1800 Па). Для тех и других СКВ применяются воздухораспределители (ВР) соответствующих типов, обеспечивающие эффективное воздухораспределение в помещениях при рабочей разности температур воздуха в помещении и приточного воздуха в режиме охлаждения обычно $\Delta t_р = 4 \div 7°С$ (для низкоскоростных СКВ — слабо- или неэжекционные ВР) и $\Delta t_р = 10 \div 12°С$ и более (для высокоскоростных СКВ — эжекционные ВР). Однако при применении, например, перфорированных панелей в низкоскоростных СКВ величина $\Delta t_р$ составляет 10—14° С.

Иногда среди судовых СКВ не выделяют группы среднескоростных и средненапорных систем, а делят их только на низкоскоростные (низконапорные) и высокоскоростные (высоконапорные).

В одноканальных, или однопроводных, системах воздух от кондиционера к каютному воздухораспределителю подводится по одному воздухопроводу. В двухканальных (двухпроводных) системах к смесительному воздухораспределителю по двум каналам подво-

дится воздух различного состояния (в разной степени обработанный). Смешивая тот и другой воздух в различных соотношениях, получают необходимые параметры приточного воздуха. Это позволяет индивидуально регулировать параметры воздуха в помещениях в очень широком диапазоне.

Под замкнутой понимают систему, работающую без ввода наружного воздуха, т. е. со 100%-ной рециркуляцией воздуха помещений. Замкнутые СКВ применяются в тех случаях, когда невозможен забор наружного (свежего) воздуха, например при подводном плавании судна или в период погрузки и выгрузки с танкеров этилированного бензина, когда наблюдается загазованность наружного воздуха парами тетраэтилсвинца.

В соединенной СКВ обрабатывается смесь наружного (свежего) и рециркуляционного воздуха. Такие системы обычно называются СКВ с рециркуляцией воздуха. Рециркуляция повышает экономичность системы, так как при этом сокращаются расходы холода (летом) и тепла (зимой) на обработку приточного воздуха.

В прямоточных системах, работающих без рециркуляции, обрабатывается только наружный воздух, который и подается постоянно в обслуживаемые помещения.

Как отмечалось выше, по месту выработки холода и обработки воздуха все СКВ подразделяются на центральные, центрально-групповые, местные, местно-центральные и автономные.

В центральной СКВ производство холода и обработка воздуха централизованы. Полностью обработанный в центральном кондиционере воздух подается в судовые помещения. Истинно центральной СКВ следовало бы считать такую систему, когда воздух обрабатывается в одном, центральном, кондиционере, обслуживающем все помещения судна. Практически такие системы почти не встречаются на судах. Условно центральными можно считать СКВ транспортных судов (танкеров, сухогрузов и др.), когда, например, один центральный кондиционер, обслуживаемый самостоятельной холодильной машиной, обрабатывает воздух для всех помещений средней надстройки на танкере, а два других, обслуживаемых своей холодильной установкой, обрабатывают воздух для помещений кормовой надстройки (один — левого, другой — правого борта).

Центрально-групповая система — это такая, в которой холод вырабатывается централизованно одной холодильной установкой (станцией) и подается ко многим кондиционерам, обслуживающим каждый свою группу помещений. Такие кондиционеры можно назвать групповыми. На крупных пассажирских судах их насчитывается 30—100 и они имеют водяное (рассольное) охлаждение, в то время как центральные кондиционеры могут иметь воздухоохладители непосредственного испарения.

В местной системе холод вырабатывается централизованно и подается к большому числу местных кондиционеров, установленных в каждом помещении. Местный кондиционер имеет вентилятор и теплообменник, в котором охлаждается и осушается (летом) или нагревается (зимой) циркулирующий через него воздух

помещения. Подача свежего воздуха в помещения производится специальной центральной системой. Такие СКВ устанавливаются на судах, например, фирмой Свенска Флектфабрикен.

Местно-центральными СКВ в сущности являются одноканальные высокоскоростные системы с каютными доводочными воздухораспределителями. В этих системах выработка холода централизована, а воздух обрабатывается частично в центральном кондиционере и дополнительно (приточный или рециркуляционный воздух помещения) в теплообменниках каютных воздухораспределителей, нередко в стационарной практике называемых эжекционными местными кондиционерами.

Автономные СКВ — это автономные кондиционеры, включающие в себя аппараты тепловлажностной обработки воздуха и холодильную машину.

В СКВ с непосредственным испарением фреона воздух охлаждается кипящим в трубках воздухоохладителя фреоном. Воздухоохладитель кондиционера в этом случае является испарителем холодильной машины.

В системах с промежуточным хладоносителем воздух охлаждается в кондиционере водой или рассолом, охлаждение которых в свою очередь производится в специальном теплообменнике — испарителе холодильной машины, фреоновой или аммиачной.

Системы с непосредственным испарением фреона более экономичны, меньше по массе и габариту. Объясняется это тем, что при непосредственном охлаждении температура кипения хладагента может быть выше, чем при рассольном охлаждении кондиционера. Вследствие этого потребляемая компрессором холодильной машины на единицу холодопроизводительности мощность будет меньше, и не потребуется расхода энергии на рассольный насос. Отсутствует специальный рассольный испаритель, рассольный циркуляционный насос и т. п. Следовательно, уменьшаются начальные и эксплуатационные затраты на холодильную установку. Эти системы рекомендуется преимущественно применять на всех судах, за исключением:

1) пассажирских и обрабатывающих судов при наличии более трех центральных кондиционеров, обслуживаемых единой холодильной установкой (иначе протяженность фреоновых трубопроводов будет слишком велика и распределение фреона сложно);

2) обрабатывающих и промысловых судов с рассольной производственной холодильной установкой (с целью сокращения типов систем охлаждения на судне, но не для использования весьма холодного рассола технологической установки для СКВ);

3) судов, оборудованных одноканальной местно-центральной высокоскоростной СКВ с водяными теплообменниками в каютных доводочных воздухораспределителях, работающими в режимах отопления и охлаждения помещений.

Однако следует учитывать, что системы непосредственного испарения фреона менее удобны с точки зрения автоматизации кондиционера в режиме охлаждения, если компрессор не имеет регу-

лирования холодопроизводительности, а также в отношении необходимости прокладки по судну фреоновых трубопроводов от машин к кондиционерам. Последнее влечет за собой опасность утечек фреона из системы, повышение гидравлических сопротивлений в фреоновых паровых и жидкостных трубопроводах, затруднение возврата масла из системы в компрессор и т. д. Тем не менее в судовой практике кондиционирования совершенно ясна тенденция перехода на системы непосредственного испарения, за исключением отмеченных выше случаев.

Как отмечалось, на судах применяются различные системы кондиционирования воздуха. Ниже рассматриваются основные из них, принципиально отличающиеся одна от другой, в соответствии с приведенной классификацией.

§ 14
Одноканальные центральные системы без дополнительной обработки воздуха в каютных воздухораспределителях

Центральные одноканальные СКВ могут отличаться одна от другой технологической схемой обработки воздуха, зависящей от числа и порядка расстановки отдельных элементов кондиционера, величиной скорости воздуха в воздухопроводах и его давления за кондиционером, наличием или отсутствием рециркуляции воздуха и теплообменников в воздухораспределителях помещения и т. п.

В этом параграфе рассматриваются принципиальные схемы одноканальных центральных систем без дополнительной обработки воздуха, т. е. без теплообменников в каютных воздухораспределителях. Эти схемы не зависят от величины скорости или давления воздуха в воздухопроводах. Ниже приводится сравнительная оценка низко- и высокоскоростных СКВ.

Одна из возможных принципиальных схем одноканальной СКВ с полной обработкой воздуха в центральном кондиционере показана на рис. 25, *а*. На рис. 25, *б* представлены в диаграмме *dI* процессы изменения состояния влажного воздуха в этой системе в летнем (сплошные линии) и зимнем (штриховые линии) режимах ее работы. Иногда этот комплекс процессов тепловлажностной обработки воздуха называют рабочим циклом.

В показанной на рис. 25 СКВ предусмотрена рециркуляция воздуха, забираемого кондиционером из коридоров *Кр*, куда он поступает из помещений (кают) *П* через дверные решетки.

Рассмотрим работу СКВ в летнем режиме. Пройдя через фильтры *Ф*, наружный *НВ* и рециркуляционный *РВ* воздух смешиваются в камере смешения *КС* кондиционера (процессы *НА* и *КА*). Далее воздух проходит через воздухоохладитель *ВО*, где он охлаждается и осушается (процесс *АВ*). Состояние воздуха (его температура и относительная влажность) за воздухоохладителем (точка *В*)

зависят от температуры поверхности охлаждения (точка *О*), скорости движения воздуха и глубины воздухоохладителя (числа рядов трубок по ходу воздуха). Затем воздух, подогретый при сжатии в вентиляторе *В* и напорном воздухопроводе *ВП* (процесс *ВС*), поступает в воздухораспределитель *ВР* помещения.

Рабочая разность температур $\Delta t_р = t_п - t_С$ зависит от типа воздухораспределителя и напора воздуха в воздухопроводе. Она лежит в пределах $\Delta t_р = 4 \div 15°$ С. В низкоскоростных (или низконапорных) системах температура приточного воздуха более высокая, при $t_п \approx 25°$ С до $t_С = 18 \div 21°$ С, и применяются простые неэжекционные

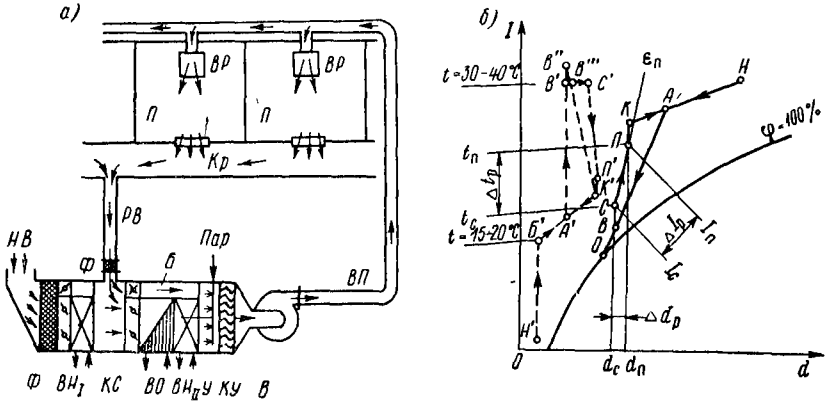


Рис. 25. Принципиальная схема (*а*) и процессы кондиционирования воздуха (*б*) в одноканальной центральной системе без каютных доводчиков.

или со слабой эжектирующей способностью каютные воздухораспределители. В высоконапорных СКВ $t_С = 10 \div 15°$ С и применяются воздухораспределители эжекционного типа, в которых приточный воздух, смешиваясь с эжектируемым воздухом помещения, подогревается (летом) или охлаждается (зимой) и увлажняется (так как влагосодержание воздуха в помещении выше, чем приточного) еще до подачи его в помещение. В помещении кондиционированный воздух воспринимает тепло и влагу (процесс *СП* тепло- и влагоассимиляции).

Процесс тепло- и влагоассимиляции в помещении идет по линии (лучу) с тепловлажностным отношением

$$\varepsilon_п = \frac{\Delta I_р}{\Delta d_р} 1000 = \frac{I_П - I_С}{d_П - d_С} 1000. \qquad (IV.1)$$

Величина $\varepsilon_п$ (кДж/кг) зависит от соотношения тепло- и влагоизбытков и для различных судовых помещений (жилых, общественных и др.) может составлять летом $\varepsilon_п = 4000 \div 40\,000$..

Процесс *ПК* — подогрев воздуха в коридоре (по линии $d \approx \approx \text{const}$).

В зимнем режиме работы СКВ наружный воздух вначале подогревается в воздухонагревателе первой ступени BH_I (процесс $H'Б'$), затем смешивается с рециркуляционным воздухом (процесс $Б'A'$ и $K'A'$), нагревается в воздухонагревателе второй ступени BH_{II} (процесс $A'B'$) до температуры 30—40° С и увлажняется паром в увлажнителе $У$. Процесс $B'C'$ увлажнения воздуха подмешиванием к нему пара идет приблизительно по изотерме, а точнее по линии с $\varepsilon = i_п$, где $i_п$ — энтальпия пара (см. § 6). Процессы подогрева воздуха в вентиляторе (вверх от точки C') и охлаждения его в воздухопроводах (по этой же линии вниз к точке C') не показаны, так как практически они взаимно компенсируют один другой.

Процесс $C'П'$ тепло- и влагоассимиляции в помещениях зимой может идти по линии с $\varepsilon_п = -(1200 \div 40\,000)$. Процесс $П'K'$ — охлаждение воздуха в коридорах (по линии $d \approx \text{const}$).

Иногда в кондиционерах предусматривается байпасирование воздуха по каналу $Б$ (рис. 25, *а*). Кондиционеры такой конструкции применены, например, на китобазе «Советская Украина». Если считать, что по каналу $Б$ идет рециркуляционный воздух, то этот байпас можно рассматривать как вторичную рециркуляцию. Тогда для зимнего режима при байпасировании несколько меньшее количество смеси наружного и рециркуляционного воздуха подогревается во вторичном нагревателе до более высокой температуры (точка B'') и смешивается с рециркуляционным воздухом после BH_{II} (процессы $B''B'''$ и $K'B'''$). Увлажнение начинается в этом случае в точке B'''.

Воздухоохладители кондиционеров охлаждаются либо промежуточным хладоносителем (холодной водой или рассолом), либо непосредственно кипящим фреоном.

В воздухонагреватели подается горячая вода или пар. Увлажнение чаще всего производится паром, хотя для этого может использоваться и вода. Тогда процесс увлажнения пойдет приблизительно по линии $I = \text{const}$, точнее по линии с $\varepsilon \approx 4\ t_w$, где t_w — температура распыливаемой воды (см. § 6).

Отделение от воздуха капель влаги осуществляется в каплеуловителе (каплеотделителе) $КУ$ инерционного типа, который устанавливают либо непосредственно за воздухоохладителем, либо за увлажнителем в конце воздушного тракта кондиционера. Специальный каплеуловитель можно и не устанавливать, если движение воздуха в кондиционере таково, что обеспечивается естественное отделение капель влаги (за счет снижения скорости воздуха и поворота потока снизу вверх).

Регулирование температуры воздуха в помещении осуществляется изменением количества подаваемого через воздухораспределитель BP воздуха.

На рис. 26 представлены схема (*а*) и процессы кондиционирования (*б*) в одноканальной центральной системе с выпускными воздухораспределителями, несколько отличающейся от рассмотренной выше.

Центральный кондиционер установлен в специальном помещении (отсеке) и забирает воздух из этого помещения, куда подводятся по самостоятельным каналам наружный *НВ* и рециркуляционный *РВ* воздух. В холодное время года наружный воздух при поступлении в отсек подогревается в воздухонагревателе первой ступени $ВН_{I}$ (процесс *Н'Б'*). Затем он смешивается с рециркуляционным воздухом (процессы *Б'Д'* и *К'Д'*), нагревается в вентиляторе *В* (процесс *Д'А'*), увлажняется паром в увлажнителе *У* (процесс *А'М'*), подогревается в $ВН_{II}$ (процесс *М'В'*) и поступает

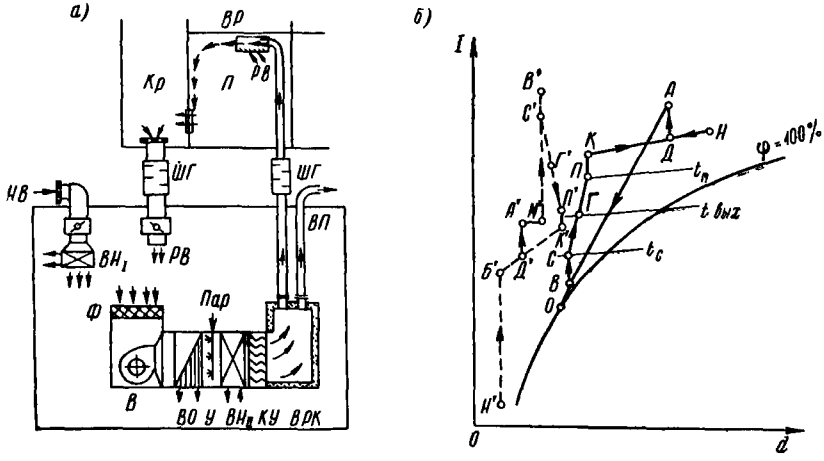


Рис. 26. Принципиальная схема (*а*) и процессы кондиционирования воздуха (*б*) в одноканальной центральной системе с эжекционными воздухораспределителями без теплообменников.

в воздухораспределительную камеру *ВРК* кондиционера. Эта камера одновременно служит шумоглушителем, поэтому она, как впрочем, и весь корпус кондиционера, покрыта тепло-звукоизоляцией.

В воздухопроводах *ВП* горячий воздух несколько охлаждается за счет тепловых потерь (процесс *В'С'*) и поступает в воздухораспределители в состоянии, характеризуемом точкой *С'* (на рис. 25 этот процесс не показан). Процесс *С'П'* — тепло-влагоассимиляция в помещении.

На воздухопроводах (напорных и рециркуляционном) установлены шумопоглощающие патрубки (линейные шумоглушители) *ШГ*, а рециркуляционный воздух засасывается вентилятором кондиционера прямо в отсек через жалюзийную решетку из коридора, примыкающего к этому отсеку.

Для летнего режима на рис. 26, *б* сплошными линиями представлены следующие процессы: *НД* и *КД* — смешения наружного и рециркуляционного воздуха; *ДА* — подогрева воздуха в вентиля-

торе; AB — охлаждения и осушения воздуха в воздухоохладителе; BC — подогрева воздуха в воздухопроводах системы; $СП$ — тепло-влагоассимиляции в помещении.

В системе, схема которой представлена на рис. 26, предусмотрены эжекционные воздухораспределители в помещениях. Значит, частично процесс тепло-влагоассимиляции происходит в воздухораспределителе при смешении приточного воздуха с эжектируемым (рециркуляционным) воздухом помещения. Состояние смеси приточного и рециркуляционного воздуха найдется на линии $СП$ (в точке $Г$, летом) или $С'П'$ (в точке $Г'$, зимой) по температуре

$$t_{\text{вых}} = \frac{t_C + k_э t_П}{1 + k_э}, \qquad \text{(IV.2)}$$

где $k_э$ — коэффициент эжекции воздухораспределителя, равный количеству килограммов рециркуляционного воздуха помещения (с температурой $t_п$), эжектируемого каждым килограммом приточного воздуха (с температурой t_C), т. е.

$$k_э = \frac{G_{р.в}}{G_{\text{прит}}}. \qquad \text{(IV.3)}$$

Величина $k_э$ для эжекционных воздухораспределителей различных типов лежит в пределах 0,2—3,0.

Увеличение рабочей разности температур приточного воздуха и воздуха помещения и применение эжекционных воздухораспределителей в высокоскоростных (высоконапорных) системах позволяет уменьшить общий расход воздуха (при той же тепло-влагоассимиляционной его способности), а значит, производительность вентиляторов и сечения воздухопроводов, и улучшить воздухораспределение в судовых помещениях. Это приводит к значительному уменьшению массы и габаритов оборудования и воздухопроводов системы, некоторому снижению требуемой холодопроизводительности и потребляемой мощности, значительно упрощает прокладку и монтаж воздухопроводов на судне и исключает возможность распространения пожара в случае его возникновения.

Благодаря этим достоинствам высокоскоростные и среднескоростные одноканальные СКВ без теплообменников в каютных воздухораспределителях, наряду с низкоскоростными системами, в последнее время довольно широко применяются на судах. Они, например, установлены на сухогрузах типов «Славянск», «Капитан Кушнаренко», на рыбопромысловых и других судах отечественной и зарубежной постройки.

Существенный недостаток высокоскоростных систем — большая шумность, так как в кондиционерах применяются высоконапорные вентиляторы и скорость воздуха в воздухопроводах и воздухораспределителях высокая.

Низкоскоростные одноканальные СКВ стали применять на судах раньше, чем высокоскоростные. Ими оборудованы первые отечественные суда с комфортным кондиционированием воздуха — танкеры типов «Прага», «Пекин», сухогрузы типа «Ленинский Комсомол», китобаза «Советская Украина», рефрижераторы типа «Севастополь», пассажирские суда типа «Киргизстан», лесовозы типа «Вытегралес», суда зарубежной постройки типа «Углеуральск» и др.

Основные достоинства низкоскоростных СКВ — малошумность работы (при относительно небольших напорах вентиляторов, низких скоростях воздуха в воздухопроводах и каютных воздухораспределителях) и меньшая стоимость системы. Благодаря этому низкоскоростные системы до сих пор широко применяются на судах, например, на крупных пассажирских лайнерах зарубежной постройки последних лет (фирмы Европы и США).

Однако низкоскоростным СКВ свойственны и существенные недостатки: большие массы и габариты оборудования и воздухопроводов и связанная с этим трудность прокладки последних по судну; повышенная опасность распространения пожара по судну вследствие больших сечений воздухопроводов; недостаточно качественное распределение воздуха по помещениям; индивидуальное регулирование температуры в одном помещении путем изменения количества подаваемого воздуха приводит к созданию дискомфортных условий в соседних помещениях из-за перераспределения подачи в них воздуха.

Последний недостаток одноканальных низкоскоростных СКВ свойствен и высокоскоростным системам без теплообменников в каютных воздухораспределителях. Однако в последнее время он устраняется применением в системах регуляторов статического давления РСД, которые позволяют автоматически изменять подачу воздуха кондиционером в группу тех помещений, в части которых уменьшен или увеличен расход воздуха.

Однако лучшего регулирования параметров воздуха в судовых помещениях можно достичь применением наряду с количественным способом (регулированием расхода) метода качественного регулирования, т. е. изменения параметров воздуха, подаваемого из распределителя в помещение. Это возможно при применении одноканальных высокоскоростных систем с каютными доводочными воздухораспределителями, имеющими теплообменники для тепловлажностной обработки воздуха, и двухканальных СКВ со смесительными воздухораспределителями. Эти системы рассматриваются ниже.

Здесь следует отметить, что в практике кондиционирования воздуха и вентиляции на судах нашли применение и такие системы, в которых осуществляется высокоскоростная подача воздуха по магистралям и низконапорное распределение приточного воздуха в помещениях. Эти системы получили название «Минидукт» (минимальное сечение воздухопровода).

§ 15
Одноканальные центральные системы кондиционирования с доводочными воздухораспределителями

В одноканальных центральных системах, которые в соответствии с приведенной в § 13 классификацией можно называть местно-центральными, воздух обрабатывается не только в центральном кондиционере, но и в теплообменниках каютных воздухораспределителей, называемых в этом случае доводочными.

В доводочном воздухораспределителе может обрабатываться приточный или рециркуляционный (эжектируемый из помещения) воздух. В первом случае воздухораспределители называются прямоточными, они могут применяться в низко-, средне- и высокоскоростных СКВ, а во втором случае — эжекционными доводочными. Последние применяются в высоконапорных (высокоскоростных) системах, так как эжекция внутрикаютного воздуха и просасывание его через теплообменник обеспечиваются за счет повышенных напора и скорости истечения из сопел приточного воздуха.

Теплообменники в доводочных воздухораспределителях могут быть водяными и электрическими. Применяющиеся на судах высокоскоростные одноканальные СКВ типа «Хай-пресс» фирм Нордиск Вентилятор К° (Дания), Свенска Флектфабрикен (Швеция) и др., а также системы отечественной разработки предусматривают либо только подогрев рециркуляционного (приточного) воздуха в теплообменниках доводочных воздухораспределителей, либо его подогрев и охлаждение. Наиболее распространены на судах четыре варианта таких СКВ:

1) центральный кондиционер (КЦ) имеет воздухоохладитель (ВО) непосредственного испарения фреона, в доводочных воздухораспределителях (ВРД) предусмотрены электрогрелки;

2) КЦ имеет ВО непосредственного испарения фреона, в теплообменники ВРД подается горячая вода;

3) КЦ имеет ВО с промежуточным хладоносителем, в ВРД предусмотрены электрогрелки;

4) КЦ имеет ВО с промежуточным хладоносителем, в теплообменники ВРД может подаваться холодная (летом) или горячая (зимой) вода.

Одноканальные центральные СКВ с доводочными воздухораспределителями могут быть с рециркуляцией воздуха помещений в центральный кондиционер и без нее. Высокоскоростные такие системы чаще всего выполняются прямоточными, без рециркуляции. На рис. 27 представлены принципиальная схема (*а*) и процессы (*б*) кондиционирования воздуха в одноканальной центральной высокоскоростной прямоточной системе с доводочными эжекционными воздухораспределителями, теплообменники *Т* которых питаются холодной (летом) и горячей (зимой) водой. Сплошными линиями на рис. 27, *б* показаны процессы для летнего режима работы системы, а штриховыми — для зимнего.

В летнем режиме наружный воздух (точка *Н*) засасывается и сжимается вентилятором *В* центрального кондиционера (процесс подогрева воздуха *НА*). Затем он проходит через воздухоохладитель *ВО*, где охлаждается и осушается (процесс *АБ*), и попадает через каплеуловитель *КУ* в воздухораспределительную камеру кондиционера — шумоглушитель *ШГ*. Отсюда воздух распределяется по группам помещений. Двигаясь в воздухопроводе с большой скоростью, воздух подогревается за счет теплопритоков (процесс *БВ*) и с достаточно большим давлением (напором) поступает в дово-

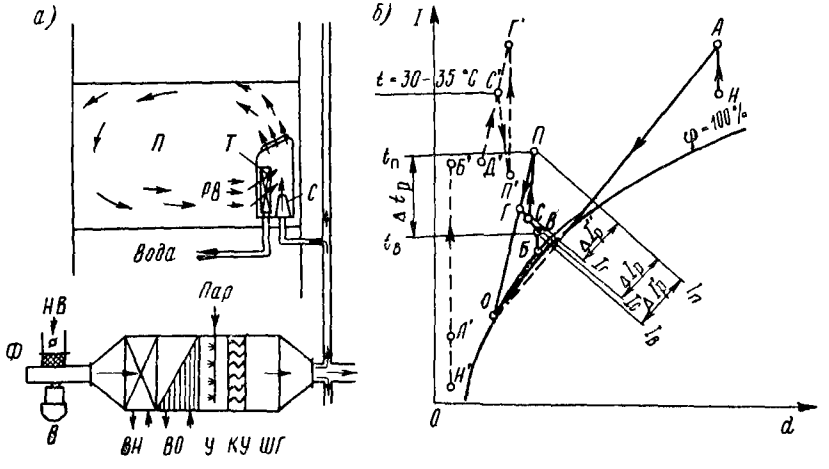


Рис. 27. Принципиальная схема (*а*) и процессы кондиционирования воздуха (*б*) в одноканальной центральной высокоскоростной системе с каютными доводочными эжекционными воздухораспределителями.

дочный воздухораспределитель помещения *П*. Воздух помещения за счет истечения приточного воздуха из сопла *С* просасывается через теплообменник *Т*, в котором он охлаждается и осушается (процесс *ПГ*), и, смешиваясь с приточным воздухом (процессы *ГС* и *ВС*), подается в помещение. Процесс *СП* — тепло-влагоассимиляция в помещении.

Доводочные эжекционные воздухораспределители обычно выполняют в виде пристенных шкафчиков. На выходе из шкафчика смешанный воздух имеет еще достаточно высокую скорость (3—6 м/с), поэтому здесь возникает вторичная эжекция воздуха помещения. Такие шкафчики называются воздухораспределителями с двойной эжекцией. Коэффициент эжекции для них составляет $k_э = 1{,}5 \div 4{,}0$.

Процессы для зимнего режима: *Н'А'* и *А'Б'* — подогрев воздуха в вентиляторе *В* и воздухонагревателе *ВН* кондиционера; *Б'Д'* — увлажнение воздуха в увлажнителе *У*; *П'Г'* — подогрев рециркуляционного воздуха в теплообменнике воздухораспределителя; *Д'С'*

и $Г'С'$ — смешение приточного и подогретого рециркуляционного воздуха; $С'П'$ — тепло-влагоассимиляция в помещении.

Воздухонагреватель центрального кондиционера (КЦ) — чаще всего паровой. Однако охладитель и нагреватель воздуха в КЦ могут быть объединены в одном теплообменнике, питаемом холодной (летом) или горячей (зимой) водой.

В том случае, когда ВРД имеет водяной теплообменник, целесообразно предусматривать питание *ВО* центрального кондиционера промежуточным хладоносителем. Тогда снабжение хладоносителем *ВО* центрального кондиционера и теплообменников ВРД удобно осуществлять от одной холодильной машины.

Теплоассимиляционная способность обработанного в теплообменнике *Т* рециркуляционного воздуха $Q_{РВ}=G_{РВ}\Delta I_р''=k_э G_{НВ}(I_п-I_г)$ часто оказывается больше теплоассимиляционной способности обработанного в КЦ наружного воздуха $Q_{НВ}=G_{НВ}\Delta I_р'=G_{НВ}(I_п-I_в)$, причем $Q_{РВ}+Q_{НВ}=(G_{РВ}+G_{НВ})\Delta I_р=(k_э+1)G_{НВ}(I_п-I_с)$.

К положительным качествам центральных одноканальных высокоскоростных СКВ с доводочными воздухораспределителями относят малые массу и габарит, меньшие, чем в низкоскоростных системах, требуемые холодопроизводительность и мощность и возможность индивидуального регулирования параметров воздуха в помещениях в относительно широком диапазоне.

Параметры воздуха в помещении регулируются качественным и количественным методами, т. е. путем изменения расхода воды через теплообменник (изменение степени охлаждения или нагрева рециркуляционного воздуха) и регулированием количества приточного воздуха.

Однако в этих СКВ из-за большого требуемого напора за кондиционером (чтобы обеспечить высокую скорость перемещения воздуха в воздухопроводе и эффективную работу эжекционного каютного доводочного воздухораспределителя) применяются высоконапорные вентиляторы, создающие большой шум. Для снижения шума и предотвращения его распространения по воздухопроводам в центральном кондиционере предусматривается устройство специальной камеры глушения шума — шумоглушителя *ШГ*. При работе каютных доводочных воздухораспределителей также создается шум довольно высокого уровня. Однако в настоящее время разработаны доводочные эжекционные воздухораспределители, шумность которых не превышает шумности системы (шум системы передается в помещение через патрубок приточного воздуха).

Кроме того, к существенным недостаткам центральных одноканальных СКВ с доводочными воздухораспределителями относятся: необходимость прокладки трубопроводов холодной или горячей воды к теплообменникам каютных воздухораспределителей и отвода от них влаги, выпадающей из рециркуляционного воздуха при его охлаждении; потеря полезного объема кают, занимаемого пристенными шкафчиками с теплообменниками, и усложнение эксплуатации такой системы кондиционирования воздуха.

СКВ «Хай-пресс» с доводочными воздухораспределителями впервые начали применять на судах в 1952 г. Такие системы, выполненные по четвертому варианту (с теплообменниками в ВРД, питаемыми холодной или горячей водой), впервые были применены в отечественной практике в 1959—1960 гг. на исследовательских судах «Сергей Вавилов» и «Петр Лебедев».

§ 16
Двухканальные центральные системы кондиционирования воздуха

От указанных в § 15 недостатков одноканальных высокоскоростных центральных СКВ, связанных с применением доводочных воздухораспределителей, свободны двухканальные средне- и высокоскоростные системы. Основные их достоинства — возможность индивидуального регулирования параметров воздуха в помещениях в очень широком диапазоне (как ни в какой другой системе) путем применения смесительных воздухораспределителей постоянного суммарного расхода воздуха; бесшумность работы системы и, что особенно важно, воздухораспределителей; более высокая, чем у одноканальных низкоскоростных систем, и не меньшая, а иногда и большая, чем у одноканальных высокоскоростных СКВ, экономичность системы и минимальные затраты на ее обслуживание; меньшие, чем у одноканальных низкоскоростных, хотя и несколько бо́льшие, чем у одноканальных высокоскоростных СКВ, масса и габарит системы; отсутствие необходимости подводить в помещения какой-либо тепло-хладоноситель, кроме воздуха.

Стоимость двухканальных СКВ несколько больше, чем одноканальных низкоскоростных систем. Однако она меньше стоимости одноканальных высокоскоростных систем, имеющих доводочные воздухораспределители с водяными теплообменниками. Кроме того, применение двухканальных СКВ связано с некоторой дополнительной трудностью прокладки двух воздухопроводов вместо одного.

Благодаря своим несомненным достоинствам двухканальные центральные системы кондиционирования воздуха нашли широкое применение на судах отечественного и иностранного морского флота.

Двухканальные высокоскоростные СКВ датской фирмы Нордиск Вентилятор К° применены на сухогрузах типа «Ижевск» финской постройки еще в 1958 г. В 1963 г. сданы в эксплуатацию первые суда отечественной постройки, оборудованные двухканальными высокоскоростными СКВ, хорошо зарекомендовавшими себя в работе (танкеры «София» и все последующие суда этой серии). Двухканальными системами оборудованы сухогрузы типа «Муром» польской постройки и много других судов. В настоящее время отечественной судостроительной промышленностью разработан ряд судовых центральных двухканальных кондиционеров.

Технологические схемы обработки воздуха в двухканальных системах (кондиционерах) в зависимости от числа и расстановки теплообменников, увлажнителя могут отличаться одна от другой. Воздухоохладители в них бывают непосредственного (фреоном) и рассольного охлаждения, а воздухонагреватели — паровые или водяные. Системы могут быть с рециркуляцией (это экономичнее) и без нее.

На рис. 28, *а* представлена принципиальная схема двухканальной центральной СКВ, подобная примененной на танкерах типа «София», а на рис. 28, *б*, *в* показаны процессы изменения состояния воздуха в системе соответственно в летнем и зимнем режимах.

Охладители и нагреватели воздуха *ВО* и *ВН* центрального

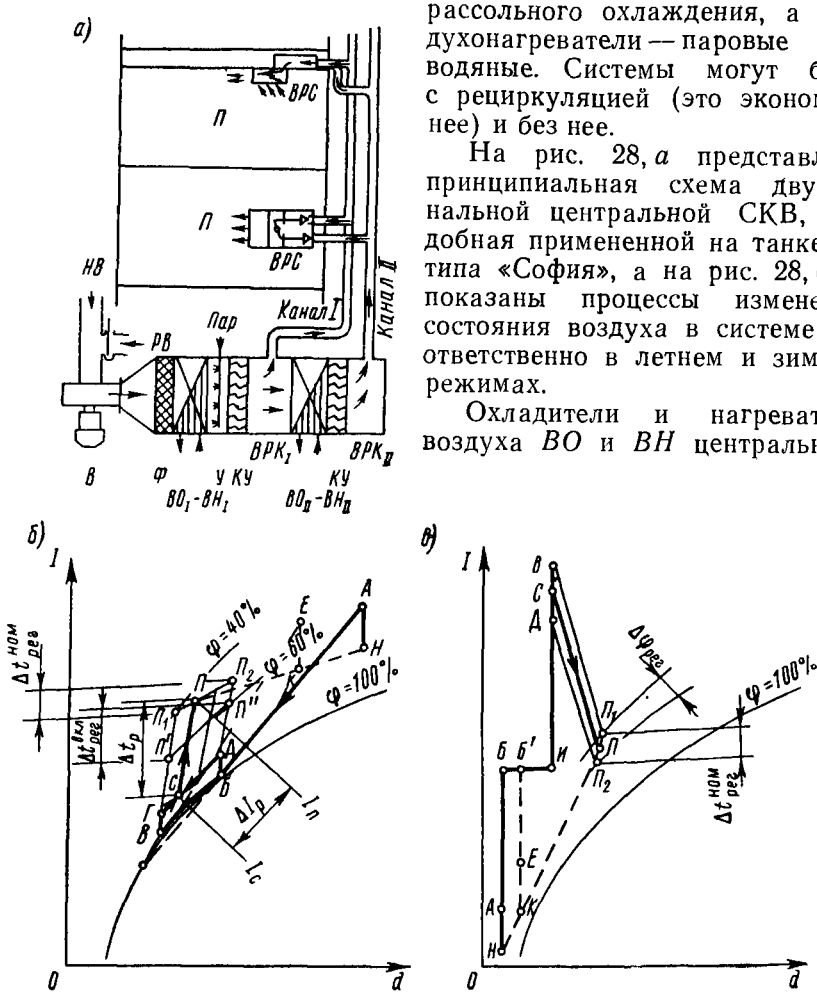


Рис. 28. Принципиальная схема (*а*) и процессы обработки воздуха в летнем (*б*) и зимнем (*в*) режимах работы двухканальной центральной СКВ.
Процессы: ——— без рециркуляции; — — — — — — с рециркуляцией.

кондиционера совмещены, в них подается холодная (летом) или горячая (зимой) вода. Установлены два теплообменника: первой и второй ступени $ВО_I$—$ВН_I$ и $ВО_{II}$—$ВН_{II}$. Вентилятор *В* засасывает наружный или смешанный с рециркуляционным воздух. и, сжав (подогрев) его (процессы *НА* или *КЕ* на рис. 28, *б*, *в*), подает через фильтр *Ф* и теплообменник первой ступени $ВО_I$—$ВН_I$ в первичную

воздухораспределительную камеру $ВРК_{I}$. За счет охлаждения (летом) или нагрева (зимой) в теплообменнике первой ступени (процесс *АБ*) температура воздуха в $ВРК_{I}$ летом и зимой поддерживается около 18° С. Отсюда часть воздуха поступает в первый канал (зимой в канал *I* идет подогретый примерно до 18° С и увлажненный паром в процессе *БИ* или *Б'И* воздух). Другая часть воздуха проходит далее через теплообменник второй ступени $ВО_{II}$—$ВН_{II}$, где летом воздух охлаждается (процесс *БВ*), а зимой нагревается (процесс *ИВ*). Во вторичной воздухораспределительной камере $ВРК_{II}$ летом поддерживается температура около 10—12° С, а зимой 25—50° С в зависимости от температуры наружного воздуха.

В судовых помещениях при такой СКВ устанавливают смесительные воздухораспределители ВРС, к которым подводится воздух от I и II каналов. Регулируя поступление в ВРС воздуха от каналов *I* и *II* (при этом общий расход воздуха остается неизменным), обеспечивают поддержание необходимых параметров воздуха в помещении в зависимости от тепло-влагоизбытков или теплопотерь и влагоизбытков в нем. С учетом подогрева воздуха в каналах *I* и *II* в летнем режиме (процессы *БД* и *ВГ* на рис. 28, *б*) процесс смешения воздуха в *ВРС* изображается линиями *ДС* и *ГС*, процесс тепло-влагоассимиляции — *СП*. Для зимнего режима процесс смешения — *ИС* и *ВС* (рис. 28, *в*), а в помещении — *СП*.

В номинальном летнем и зимнем режимах в судовых помещениях могут поддерживаться параметры воздуха в диапазоне состояний, характеризуемом прямой, соединяющей точки $П_1$ и $П_2$ (рис. 28, *б* и 28, *в*). Этот диапазон индивидуального регулирования температуры $\Delta t_{рег}^{ном}$ лежит в пределах 4—6° С и регламентируется зоной комфорта по относительной влажности 40—60% ($\Delta\varphi_{рег}\approx 20\%$). Соответствующие этому диапазону предельные процессы в помещении: летом (рис. 28, *б*) — $ГП_1$ (воздух подается только через канал *II*) и $ДП_2$ (воздух подается только через канал *I*), зимой (рис. 28, *в*) — $ВП_1$ (воздух подается только через канал *II*) и $ДП_2$ (25—40% воздуха подается через канал *I*, остальное количество — через канал *II*).

Номинальному летнему режиму может соответствовать либо подача воздуха только через канал *II*, либо определенное процентное соотношение воздуха, поступающего по каналам *I* и *II*. Первое условие — для двухканальных СКВ с двумя воздухонагревателями и одним воздухоохладителем (обычно непосредственного испарения фреона), в котором охлаждается воздух канала *II*; в канал *I* поступает теплый наружный воздух, подогретый, кроме того, в вентиляторе. В этом случае сечение канала *I* рассчитывают только на 50% общего расхода.

Рабочая разность температур для двухканальных высокоскоростных СКВ $\Delta t_{р}=12\div 14$° С, а коэффициент эжекции потолочных воздухораспределителей — смесителей $k_{э}=0{,}2\div 0{,}3$.

Линия $П'П''$ (рис. 28, *б*) определяет диапазон индивидуального регулирования температуры в начале переходного летнего режима, когда включается холодильная машина (этому обычно соответствуют параметры наружного воздуха $t_н = 23°С$ и $\varphi_н = 85\%$). Регулируемый предел температур для этого режима составляет $\Delta t_{рег}^{вкл} = 4 \div 5°С$ и обеспечивает относительную влажность в зоне комфорта 40—60%.

Параметры воздуха в помещении в летнем переходном режиме находят по энтальпии $I_п$ воздуха в любой точке в зоне от линии $П'П''$ до линии $П_1П_2$, определяемой по формуле

$$I_П = I_С + \frac{Q_{изб}}{G_в}, \qquad \text{(IV.4)}$$

где $I_С$ — энтальпия смешанного в *ВРС* воздуха в любой точке на линии *ГД* (в зависимости от соотношения расходов воздуха по каналам *I* и *II*), кДж/кг;

$Q_{изб}$ — теплоизбытки помещений в данном переходном режиме, кВт;

$G_в$ — полный расход воздуха (производительность кондиционера), определенный по номинальному режиму, кг/с.

§ 17
Автономные системы кондиционирования воздуха

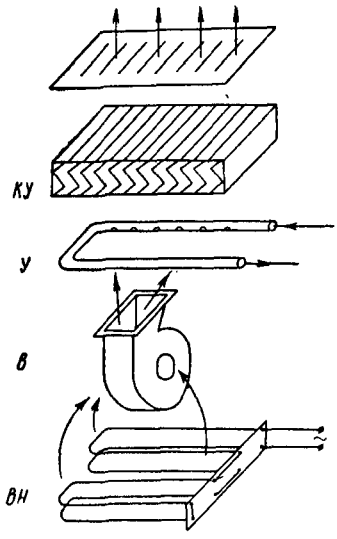
Автономные СКВ по существу представляют собой автономные кондиционеры, в составе которых, кроме аппаратов тепловлажностной обработки воздуха, имеется холодильная машина. Она включает в себя компрессор (обычно герметичный, работающий на фреоне-22), конденсатор, дроссельный орган и испаритель, являющийся воздухоохладителем кондиционера.

Рециркуляционный воздух забирается автономным кондиционером (КА) непосредственно из обслуживаемого им помещения, а наружный воздух в минимальном количестве (исходя из санитарных норм по числу обитателей в помещении) подводится к кондиционеру из специальной судовой системы. Нередко автономный кондиционер обрабатывает только рециркуляционный воздух, а необходимая концентрация кислорода в помещении поддерживается путем подачи свежего воздуха непосредственно в помещение или специальными мерами (как и поглощение CO_2).

Все автономные кондиционеры можно подразделить на местные (каютные, салонные) и групповые. Первые имеют выпускные решетки для подачи обработанного воздуха только в то помещение, где они установлены. У вторых таких решеток нет; они имеют выпускные патрубки, к которым подсоединяются короткие воздуховоды для подачи обработанного воздуха в ряд смежных помещений, обслуживаемых групповым кондиционером. В этих помещениях имеются выпускные неэжекционные или слабо эжектирующие

воздухораспределители, так как температура воздуха, подаваемого в помещения автономными кондиционерами, обычно высокая ($t = 18 \div 22°$ С). Давление воздуха на выходе из группового автономного кондиционера, как правило, не превышает 300—500 Па.

Технологическая схема обработки воздуха в автономном кондиционере представлена на рис. 29, а тепловлажностные процессы в диаграмме dI — на рис. 30. Процессы: $НА$ и $ПА$ — смешение наружного и рециркуляционного воздуха; $А_лВ_л$ — охлаждение воздуха в воздухоохладителе; $А_3В_3$ — нагрев воздуха в воздухонагревателе и вентиляторе; $В_лС_л$ — нагрев воздуха в вентиляторе (и воздухопроводах — для групповых кондиционеров); $В_3С_3$ — увлажнение воздуха; $СП$ — тепло-влагоассимиляция в помещении.



Некоторые автономные кондиционеры не имеют увлажнителей (кондиционеры типа «Нептун» и др.), так как процент подаваемого ими наружного воздуха небольшой, а влаговыделения в помещениях достаточно большие, что исключает необходимость увлажнения подогретого воздуха в зимнем режиме работы кондиционера. Тогда вместо процессов $А_3В_3$, $В_3С_3$ и $С_3П_3$ будут происходить процессы $А_3'Б_3'$ и $В_3'П_3'$ (показаны штриховыми линиями).

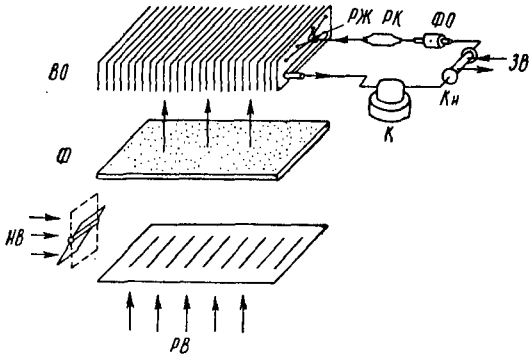


Рис. 29. Принципиальная технологическая схема обработки воздуха в автономном кондиционере.

К — компрессор; *Кн* — конденсатор; *ФО* — фильтр-осушитель фреона; *РК* — регулирующий клапан (дроссельный орган); *РЖ* — распределитель жидкого фреона по трубкам испарителя — воздухоохладителя.

Автономные СКВ имеют следующие основные достоинства:

1) отсутствие необходимости вести воздуховоды по судну;

2) простота монтажа КА на месте;

3) гибкость в работе (легкая управляемость) и возможность независимой индивидуальной регулировки параметров воздуха в помещениях;

4) агрегатное оборудование КА малогабаритно, унифицировано и может изготовляться крупносерийно, а значит, может быть надежным и долговечным.

Однако КА имеют повышенный уровень шумности и повышенный расход электроэнергии, особенно в зимнем режиме, так как в них обычно применяется электронагрев воздуха. Для КА необходимо разрабатывать специальные холодильные машины с герметичными фреоновыми компрессорами. Стоимость изготовления и монтажа на судах автономных кондиционеров при их массовом и крупносерийном производстве, по американским данным, в два раза ниже, чем стоимость центральных установок. По данным отечественной стационарной практики [34] установка центральной СКВ стоит приблизительно 300 руб. на 1 кВт холодопроизводительности. Автономные кондиционеры, которые производят с недостаточной серийностью, должны стоить примерно до 100 руб. на 1 кВт. При производстве судовых автономных кондиционеров в малом количестве их стоимость очень высока и превышает стоимость центральных кондиционеров в расчете на единицу холодопроизводительности.

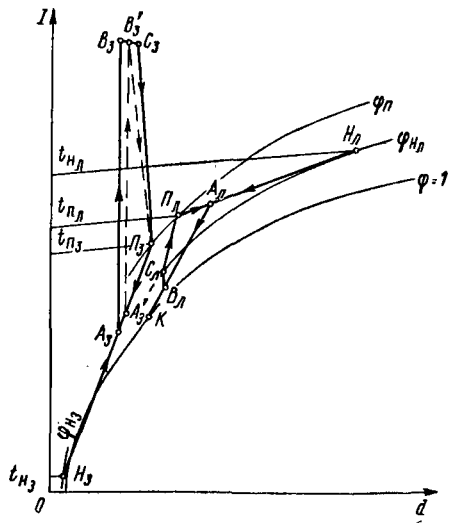


Рис. 30. Процессы изменения состояния воздуха в автономном кондиционере и обслуживаемом им помещения в летием (индекс «л» у буквенных обозначений) и зимнем (индекс «з») режимах.

Расход энергии на автономные кондиционеры может быть существенно уменьшен, если в зимнем режиме его работы используют не электроподогрев воздуха, а холодильную машину, работающую в этом случае по схеме теплового насоса. Такие кондиционеры разработаны отечественной судостроительной промышленностью. Вопрос использования холодильной машины в качестве теплового насоса рассматривается в гл. XIII, а устройство судового автономного кондиционера с тепловым насосом — в § 24.

Автономные кондиционеры имеют холодопроизводительность от 1,75 до 3,5 кВт и обрабатывают от 0,1 до 2,0 м³/с воздуха.

§ 18
Сравнительная оценка и области применения различных систем кондиционирования воздуха

Сравнительный анализ каждого из рассмотренных типов судовых СКВ приведен выше, в § 14—17. В приложении II дана сравнительная оценка основных характеристик судовых СКВ различных типов по данным работы [152]. Она произведена

на основе тепловых, конструктивных и технико-экономических расчетов применительно к танкеру дедвейтом 15 тыс. т, полным водоизмещением 20 тыс. т с дизельной энергетической установкой мощностью 6600 кВт. Численность команды танкера — 49 чел., суммарный объем кондиционируемых помещений — 1980 м³, полные теплоизбытки на расчетном летнем режиме для условий тропиков составляют 58,1 кВт, а полные теплопотери ($t_н = -25°$ С, $\varphi_н = 85\%$) зимой — 54,6 кВт.

Холодильные машины работают на фреоне-12. Для двухканальной системы канал *I* рассчитан на подачу 30% общего расхода воздуха, при этом в варианте с одним воздухоохладителем воздух канала *I* не охлаждается, а в варианте с двумя ВО производится охлаждение воздуха для каналов *I* и *II*.

В расчетах принято, что в СКВ каждого типа входят два центральных автоматизированных кондиционера.

Данные прилож. II подтверждают приведенную выше качественную оценку различных СКВ и дают примерное количественное соотношение их основных характеристик. Так, по требуемой воздухопроизводительности кондиционеров, расходу холода, потребляемой мощности, массе системы и оборудования наиболее выгодной оказывается одноканальная высокоскоростная СКВ с доводочными воздухораспределителями, имеющими водяные теплообменники. Однако она имеет наибольшую стоимость из всех рассмотренных систем. Несколько худшие, но достаточно высокие показатели при меньшей стоимости имеют двухканальные и одноканальные высокоскоростные системы с выпускными эжекционными воздухораспределителями, а также одноканальная низкоскоростная СКВ с 50%-ной рециркуляцией и рабочей разностью температур $\Delta t_р = 8°$ С.

Расход электроэнергии в зимнем режиме для одноканальной высокоскоростной системы с доводочными воздухораспределителями, имеющими электроподогрев, намного выше, чем во всех остальных системах (электронагреватели ВРДК потребляют 78 кВт).

Эти данные не следует рассматривать как окончательные, полностью определяющие выбор той или иной системы для различных судов. Однако, пользуясь приведенными в прилож. II удельными показателями, можно в начальных стадиях проектирования ориентировочно определить основные характеристики СКВ для любого транспортного судна, а учитывая отмеченные в § 14—17 достоинства и недостатки различных систем (шумность, конструктивную сложность или простоту прокладки трубопроводов для воздуха и тепло-хладоносителя и др.), произвести выбор той или иной СКВ с учетом типа и назначения судна, района и автономности его плавания, наличия электроэнергии и пара, затрат на изготовление и эксплуатацию системы.

Действующими в настоящее время в судостроительной промышленности нормативными материалами предусматриваются следующие рекомендации по выбору типа СКВ. Для морских судов неограниченного района плавания рекомендуется применять пре-

имущественно высоко- и среднескоростные двухканальные и одноканальные с доводочными воздухораспределителями системы. Для общественных помещений большого объема (ресторанов, салонов, кинозалов и т. п.), обслуживаемых самостоятельной СКВ, рекомендуется применять на таких судах низкоскоростные системы, так как в этих помещениях не требуется индивидуального регулирования параметров воздуха.

Для морских судов, эксплуатируемых преимущественно в южных и тропических районах, предпочтительны одноканальные высоко-, средне- и низкоскоростные системы.

На ледоколах и морских судах, эксплуатируемых преимущественно в северных широтах, рекомендуется применять среднескоростные двухканальные системы и одноканальные СКВ с доводочными воздухораспределителями. При этом, если в теплый период времени невозможно обеспечить комфортные условия в обслуживаемых помещениях на режиме вентиляции, рекомендуется охлаждение воздуха в центральных кондиционерах забортной водой.

За исключением тех случаев, которые оговорены в § 13 (пассажирские, промысловые и обрабатывающие суда, водяные теплообменники в доводочных воздухораспределителях), для центральных кондиционеров предпочтительны воздухоохладители непосредственного испарения фреона.

В некоторых случаях на судах целесообразно применять автономные кондиционеры, в частности, на модернизируемых судах, которые ранее не были оборудованы системами кондиционирования воздуха, а также на мелких новых судах, где сложно разместить другие СКВ. На вновь строящихся крупных судах такие кондиционеры целесообразно применять для медицинских и пищевых блоков, салонов и кают-компаний, кинозалов, а также и для других судовых помещений, прокладка к которым воздухопроводов от центральных (групповых) кондиционеров и трубопроводов с хладоносителями затруднена. Вследствие того, что, например, кинозалы используются только несколько часов в сутки, включение их в центральную СКВ приведет к необходимости резко изменять режим работы СКВ в течение суток. Автономный кондиционер будет обеспечивать условия комфорта в кинозале в заданное время, при этом режим работы центральной СКВ, обслуживающей остальные судовые помещения, в течение суток будет сохраняться более или менее стабильным, в зависимости от района плавания.

Окончательный выбор СКВ для конкретного судна следует производить на основе тщательного технико-экономического анализа с учетом конструктивно-эксплуатационных качеств систем, типа, назначения, района плавания судна и наличия на нем тех или иных источников энергии, холода и тепла. При этом следует большее предпочтение отдавать двухканальным системам.

Анализ систем комфортного кондиционирования воздуха на транспортных и пассажирских судах отечественной и иностранной постройки показывает, что основные характеристики СКВ лежат в следующих пределах [152, 153]: кратность обмена воздуха 3—

10 обм/ч, установленная мощность электродвигателей СКВ 1,0—3,5 кВт на 1 чел. и 0,03—0,09 кВт на 1 м³ помещения; требуемая холодопроизводительность 1,75—7,55 кВт на 1 чел. и 0,058—0,175 кВт на 1 м³ помещения.

ГЛАВА

V

НЕКОТОРЫЕ СВЕДЕНИЯ О ШУМНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ СУДОВЫХ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

§ 19
Основные понятия о шуме и его характеристики

Системы кондиционирования воздуха, обеспечивая благоприятный микроклимат в судовых помещениях, вместе с тем вызывают возникновение в них шума. Длительный шум вредно влияет на нервную систему и психику человека. В зависимости от интенсивности, характера и длительности воздействия шума у человека ухудшается общее самочувствие, повышается усталость, появляется раздражительность, понижается производительность труда; человек слабеет физически, умственные способности его ухудшаются. Постоянное воздействие шума приводит к профессиональным заболеваниям, стойким поражениям слуховых органов. Поэтому при проектировании судовой СКВ должны быть предусмотрены меры по снижению шумности ее работы и улучшению условий обитаемости в помещениях.

Ниже кратко рассматриваются основные понятия о шуме, источники его возникновения в судовых СКВ и основные меры борьбы с ним. Более подробные сведения по этим вопросам можно найти, например, в работах [79, 93, 144, 157].

Под *звуком*, как известно, понимают волнообразно распространяющееся колебательное движение частиц упругой среды (твердой, жидкой, газообразной). Звук как колебательное движение характеризуется длиной волны, амплитудой и частотой колебаний. *Частота* колебаний измеряется в герцах (Гц, $с^{-1}$).

Звуковые колебания, распространяющиеся по воздуху, называют *воздушным шумом*, а распространяющиеся в твердых телах — *структурным звуком (шумом)*.

Скорость звука (скорость распространения звуковых колебаний) зависит от свойств среды (упругости) и частоты колебаний (для вязких сред). В воздухе при температуре 20° С и нормальном атмосферном давлении скорость звука (м/с) равна 344, в воде — примерно 1500, в стали 5000, в стекле 5200, в резине 30—60, в де-

реве 3500 вдоль волокон и 1200 поперек волокон, в пробке 380, в паролоне (пенополиуретане) 90—120, в пенопласте ПХВ-Э 58—66, в войлоке волосяном 98—102, в тепло-звукоизоляционных материалах марок АТИМСС, ВТ-4 и ВТ-4С 300—310, в стекловолокне 34—38.

При колебаниях частиц среды (звуковых колебаниях) в ней развивается переменное избыточное давление, называемое *звуковым давлением* p (Па). Звуковые давления, воспринимаемые человеческим ухом, очень малы и находятся в пределах от 10^{-5} до 10 Па.

Шум состоит из отдельных звуков, имеющих различные частоты колебаний. Частотный спектр — это графическое изображение состава шума.

К числу важнейших характеристик шума относится *интенсивность звука* или *сила звука* I (Вт/м^2), под которой понимается количество звуковой энергии (Дж), проходящей в одну секунду через поверхность в 1 см^2 или 1 м^2, перпендикулярную направлению распространения звуковой волны. Интенсивность звука можно выразить через звуковое давление p:

$$I = \frac{p^2}{2\rho a}, \qquad (V.1)$$

где ρ — плотность среды, кг/м^3;
a — скорость звука, м/с.

По частотному спектру можно установить, на каких частотах располагаются наиболее интенсивные и наиболее слабые составляющие шума (звуки). В зависимости от расположения отдельных спектральных составляющих спектр может быть *линейчатым* (дискретным), *сплошным* и *смешанным*, т. е. сплошным спектром с отдельными дискретными составляющими. Шум, имеющий сплошной спектр с одинаковой интенсивностью всех его составляющих в широком диапазоне частот, называется *белым шумом*.

Человеческое ухо способно нормально воспринимать (слышать) звуки с частотами от 16—20 Гц до 16—20 кГц. При длительном воздействии интенсивных шумов верхняя частотная граница чувствительности слуха может снижаться до 5—6 кГц. Неслышимые звуки с частотами ниже и выше указанного предела называются соответственно *инфра- и ультразвуками*.

Звуки (шумы) слышимого диапазона делят на *низкочастотные* (до 300—400 Гц), *среднечастотные* (от 300—400 до 800—1000 Гц) и *высокочастотные* (более 800—1000 Гц). Увеличение частоты звука субъективно воспринимается как возрастание высоты его тона. При этом ухо человека отмечает изменение частоты не на какое-то количество единиц (Гц), а в какое-то число раз. Эта особенность слуха человека обусловливает в значительной степени применение в графиках логарифмического масштаба шкалы частот.

При акустических измерениях обычно фиксируют частотные полосы, равные октаве, полуоктаве и трети октавы. *Октавой*

называется полоса частот, у которой верхняя граница в два раза больше, чем нижняя (например, октавные частотные полосы: 50—100; 100—200; 200—400 Гц).

Область слышимости звуков ограничивается не только определенными частотами, но и, как отмечалось выше, определенными значениями звукового давления или интенсивности (шкалы) звука. Нижний предел p и I соответствует *порогу слышимости* или *слуховому порогу*. Величина порогового давления p_0 и пороговой интенсивности I_0 звука различна для звуков разной частоты. Международной организацией стандартов (ИСО) по результатам исследований последних лет пороговая интенсивность принята $I_0 = 10^{-12}$ Вт/м^2 при частоте $f = 2000$ Гц, а соответствующее ей пороговое звуковое давление $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Па. По мере удаления от этого значения частоты f в обе стороны чувствительность уха уменьшается.

Верхние значения p и I соответствуют *порогу болевого ощущения*. Звуки, превышающие по величине этот порог, могут вызвать повреждение или разрушение слухового аппарата.

При частоте 1000 Гц, которая принята в качестве стандартной частоты сравнения в акустике, отношение звуковых давлений на пороге болевого ощущения и на пороге слышимости равно примерно 10^6 (см. выше $10/10^{-5}$), а отношение соответствующих интенсивностей звука [см. формулу (V.1)] достигает 10^{12}. Это значит, что для слухового восприятия имеют значения не просто интенсивности звука, а их логарифмы. Десятичный логарифм отношения интенсивности (силы) звука I в интересующей нас точке к пороговой интенсивности I_0 называют *уровнем интенсивности (силы)* звука. За единицу измерения силы звука принят бел (Б). В связи с тем, что орган слуха способен различать прирост звука в 0,1 Б, на практике при измерении звуков и шумов применяется децилогарифмическая единица — децибел (дБ), т. е. единица в 10 раз меньшая, чем бел. С физиологической точки зрения 1 дБ соответствует едва заметному на слух приросту ощущения громкости звука.

Таким образом, уровень интенсивности (силы) звука (дБ)

$$L = 10 \lg \frac{I}{I_0}. \qquad \text{(V.2)}$$

Уровень интенсивности (силы) звука, определенный в соответствии с формулами (V.1) и (V.2),

$$L = 10 \lg \frac{p^2}{p_0^2} = 20 \lg \frac{p}{p_0} \qquad \text{(V.3)}$$

принято называть *уровнем звукового давления* или *шума*.

Источник звука (шума) характеризуется *звуковой (акустической) мощностью* W, под которой понимают общее количество звуковой энергии, излучаемой источником в единицу времени. Пороговое значение звуковой мощности $W_0 = 10^{-12}$ Вт.

Уровень звуковой мощности (дБ), характеризующий источник шума, равен

$$L_w = 10 \lg \frac{W}{W_0}. \qquad (V.4)$$

Если одновременно действуют два источника с разными уровнями звукового давления L_1 и L_2, то суммарный уровень будет равен

$$L = L_1 + \Delta L, \qquad (V.5)$$

где L_1 — больший из двух суммируемых уровней;

ΔL — добавка, которая имеет следующие приблизительные значения:

$L_1 - L_2$, дБ	0	1	2	3	4	5	6	8	10
ΔL, дБ	3	2,5	2,1	1,8	1,5	1,2	1,0	0,6	0,4

Для определения L могут быть использованы и графики, представляющие указанную зависимость. Если $L_1 = L_2$, то суммарный уровень возрастает на 3 дБ, независимо от абсолютной величины $L_1(L_2)$. При $L_1 - L_2 > 6 \div 8$ дБ уровень менее громкого источника практически можно не учитывать.

При одновременном действии n одинаковых источников шума в помещении суммарный уровень звукового давления

$$L = L_1 + 10 \lg n, \qquad (V.6)$$

где L_1 — уровень звукового давления одного источника, дБ.

Если уровни звукового давления различных источников неодинаковы, то суммарный уровень определится по формуле

$$L = 10 \lg \sum_{i=1}^{n} 10^{\frac{L_i}{10}}, \qquad (V.7)$$

где L_i — уровень звукового давления i-го источника, дБ.

Уровень звукового давления, равный суммарному уровню во всем слуховом диапазоне частот, называют *общим уровнем шума* $L_{общ}$.

Звуковые колебания могут восприниматься не только ухом, но и через кости черепа. Такой вид восприятия называют *костной проводимостью*. Разность между уровнем воздушного звука, воспринимаемого ухом, и уровнем звука, передаваемого через кости, составляет 20—30 дБ. Костная проводимость играет значительную роль при восприятии вибрации в звуковом диапазоне частот.

Чувствительность человеческого уха зависит как от уровня интенсивности (силы), так и от частоты звука, т. е. величина L, выраженная в децибелах, еще не позволяет судить о физиологическом ощущении громкости звука. Поэтому введено понятие *уровня громкости*, единицей измерения которого являются *фоны*.

Уровень громкости определяют путем сравнения со звуком частотой 1000 Гц (эталонный тон), для которого уровень силы звука в децибелах принят также и за уровень громкости в фонах.

Путем сравнения громкости звуков различной частоты с эталонным тоном получены диаграммы кривых равной громкости (рис. 31). Представленные на рис. 31 кривые равной громкости утверждены ИСО в качестве нормативных. Пороговое звуковое давление $p_0 \approx \approx 2 \cdot 10^{-5}$ Па соответствует частоте 2000 Гц, где $L=0$ дБ. Для остальных кривых равной громкости принято равенство уровня звукового давления L (дБ) и уровня громкости в фонах при частоте 1000 Гц. Кривая 120 фон соответствует порогу болевого ощущения. Пользуясь графиком, можно определить уровень громкости в фо-

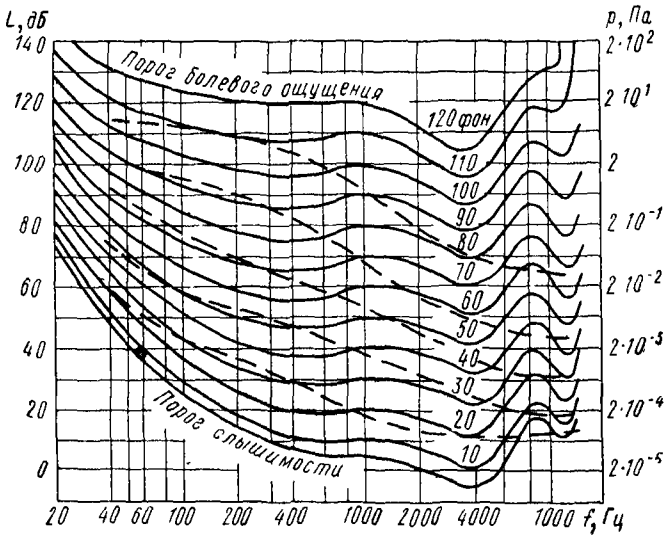


Рис. 31. Кривые равной громкости (сплошные линии) и равной неприятности (штриховые линии).

нах для любого простого звука, если известен его уровень интенсивности в децибелах.

Однако значения уровней громкости звука или шума в фонах не позволяют сравнивать их, так как шкала уровней громкости не является натуральной шкалой. Например, нельзя установить, во сколько раз крик громче нормального разговора вполголоса. Поэтому для оценки субъективного восприятия громкости введена шкала громкости в сонах, т. е. диапазон громкости звуков делят на субъективно равные ступени, называемые сонами. Принимая за единицу субъективного ощущения громкости (1 сон) звук с уровнем громкости 40 фон, что примерно соответствует шепоту на расстоянии 30 см, находят связь (зависимость) между уровнем громкости в фонах и натуральной громкостью в сонах. Такая зависимость в виде номограммы, рекомендованной ИСО в качестве нормативной, представлена на рис. 32.

Как видно из номограммы, изменение уровня громкости звука на 9—10 фон соответствует двукратному изменению его громкости,

выраженной в сонах, т. е. изменению в два раза ощущения громкости звука. При изменении значений уровня громкости от 30 до 130 фон значения громкости изменяются более чем в 500 раз. Однако на слух удается оценить количественное изменение громкости в два—четыре раза; другие соотношения громкости не поддаются сколько-нибудь точной оценке. Поэтому при сравнении громкости двух звуков пользуются лишь ограниченными участками номограммы, соответствующими изменению уровня громкости не более чем на 20—40 фон, при определенных значениях уровня громкости сравниваемых звуков.

Шкала громкостей применяется также для подсчета уровней громкостей сложных звуков. Использование ее для этой цели основано на том, что числа громкости прямо пропорциональны ощу-



Рис. 32. Нормативная зависимость субъективной громкости (соны) от уровня громкости (фоны)

щению громкости, поэтому громкость сложного звука равна сумме громкостей отдельных его частотных составляющих.

С субъективной точки зрения шум или звук может характеризоваться не только громкостью, но и *неприятностью*, т. е. его раздражающим действием. Для уровней неприятности не предложено специальных единиц. Некоторые авторы предлагают выражать уровни неприятности в децибелах. Значительное раздражающее действие вызывает шум, в спектре которого преобладают наиболее вредные для организма человека высокочастотные составляющие. В этом случае неприятное ощущение преобладает над ощущением громкости. Неприятность шума усиливается его периодичностью действия и переменностью по частоте и интенсивности.

На рис. 31 штриховыми линиями представлены кривые равной неприятности, которые показывают, что особенно неприятны даже относительно небольшие по уровню звукового давления высокочастотные составляющие.

В борьбе с шумом наиболее важными акустическими характеристиками являются: уровень громкости шума в фонах, уровень звукового давления в децибелах и спектр частот. Уровни громкости некоторых источников шума приведены в табл. 1.

Нормирование шума по допустимому воздействию на человека можно производить с помощью предельных спектров. В Советском Союзе величины допустимых уровней шума в жилых, служебных, общественных помещениях и машинных отделениях судов устанавливаются нормами № 416—62, изданными в 1962 г. Главной санитарной инспекцией.

Таблица 1

Уровни и характеристика громкости различных источников шума

Уровень громкости, фоны	Источник шума	Характеристика громкости шума
0 20 30	Порог слышимости Ход карманных часов на расстоянии 1 м Шепот на расстоянии 1 м, тихая комната	Тишина
40 50	Шепот на расстоянии 0,3 м Разговор вполголоса на расстоянии 1 м	Слабый
60—65	Разговор средним по громкости голосом на расстоянии 1 м	Умеренный
70—85 75 75—95 80 80—95 80—95 90	Центробежные вентиляторы Разговор по телефону Котельные отделения судов Громкая речь на расстоянии 1 м Осевые вентиляторы Машинные отделения пароходов Громкий крик на расстоянии 1 м	Громкий
95—110	Машинные отделения теплоходов с низкооборотными дизелями	Оглушительно громкий
105—116	Машинные отделения теплоходов с высокооборотными дизелями	
120—130	Порог болевого ощущения. Звук уже не слышен	

На рис. 33 приведены предельные величины допустимых уровней звукового давления в октавных полосах в перечисленных выше судовых помещениях. Для жилых, служебных и общественных помещений (рис. 33, *а*) предельные уровни устанавливают:

— по кривой *1* — на морских судах I и II категории и речных судах I группы, совершающих рейсы продолжительностью более 24 ч в одну сторону;

— по кривой *2* — на морских судах III категории и речных судах II группы, совершающих рейсы продолжительностью до 24 ч в одну сторону;

— по кривой *3* — на морских судах IV категории и речных судах III группы, совершающих рейсы продолжительностью до 8 ч в одну сторону;

— по кривой *4* — на морских судах IV категории и речных судах III и IV групп, экипажи которых работают по бригадному методу (спальные места на судне отсутствуют), и на судах с поводными крыльями.

На всех судах в стационарах, изоляторах, а также в санитарных каютах допустимые уровни звукового давления устанавливаются по кривой *1*.

Для сопоставления на рис. 33, *б* приведены нормативные предельные уровни звукового давления для машинных отделений судов с постоянным пребыванием обслуживающего персонала в машинном отделении в течение вахты (кривая *1*) и отделений, оборудованных дистанционным управлением механизмами с звукоизолированного поста или пульта (кривая *2*), предельный спектр в котором (в изолированном посту, пульте) в свою очередь определяется кривой *3*.

Шум может иметь механическое, аэродинамическое и электромагнитное происхождение, так как почти все физические процессы

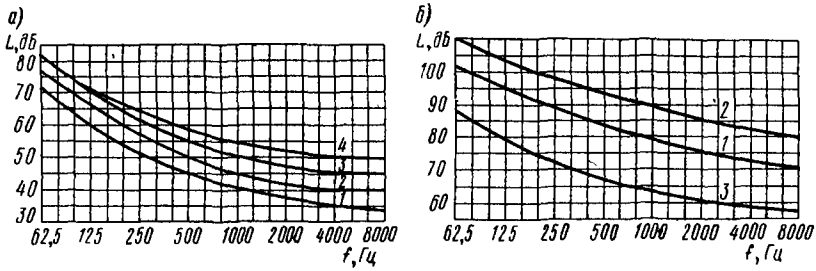


Рис. 33. Предельные величины допустимых уровней звукового давления.

(механические, аэродинамические, электрические и др.), происходящие в машинах, механизмах и системах, сопровождаются упругими колебаниями.

Шум механического происхождения вызывается возмущающими силами, проявляющимися вследствие неуравновешенности движущихся частей механизмов и устройств, соударений деталей в сочленениях и по другим причинам.

Причинами аэродинамического (гидродинамического) шума являются возмущения, возникающие при движении газообразной и жидкой сред в проточных частях механизмов и трубопроводах, при обтекании тел и истечении газа или воздуха в атмосферу, кавитация и другие явления.

Электромагнитный шум («гудение» статора, его вибрация и т. п.) возникает вследствие пульсаций магнитных полей, обусловленных главным образом неравномерностью воздушного зазора между полюсами и якорем.

Шум от источников, как отмечалось выше, распространяется в основном двумя путями: по воздуху и в виде звуковой вибрации по корпусным конструкциям судна. В первом случае он называется *воздушным*, во втором — *структурным*.

Воздушный шум является определяющим в основном для помещений, где сосредоточены источники. В жилые и служебные помещения он может проникать непосредственно через переборки,

палубы, подволоки, а в основном — по воздухопроводам, вентиляционным и другим подобным им каналам. Воздухопровод, с одной стороны, обладает сопротивлением проходу звука вследствие его затухания и отражения (в процессе распространения звуковых волн их энергия рассеивается и теряется на преодоление внутреннего трения в среде, многократное отражение волн и т. п.). С другой стороны, он является не только передающим звук звеном, но и дополнительным источником шума, который возникает вследствие турбулентности пограничного слоя воздуха у стенок воздухопровода, наличия местных сопротивлений (завихрений потока) и т. п. Сила вихревого звука пропорциональна скорости потока в 5—6-й степени.

Структурный шум распространяется от источников через фундаменты или всевозможные неопорные связи (трубопроводы и др.) на корпусные конструкции кондиционера и судна. Передача звуковой энергии по стальным корпусным конструкциям происходит с очень малыми потерями. Таким путем структурный шум достигает ограждающих конструкций (палуб, переборок) помещений. Возникающая звуковая вибрация этих конструкций вызывает упругие колебания воздуха, которые воспринимаются человеком как воздушный шум.

Структурный шум, как правило, обусловливает шумность в жилых и служебных помещениях, не смежных с машинным отделением и другими помещениями, в которых находятся источники шума, а также в кормовых помещениях (вблизи гребного винта).

§ 20
Источники возникновения шума в судовых СКВ и меры борьбы с ним

Системы вентиляции и кондиционирования воздуха являются интенсивными источниками шума на судах. При их работе частотные составляющие шума в жилых и служебных помещениях иногда достигают 80—85 дБ и нередко превышают допустимые нормы на 15—20 дБ.

Основными источниками шума СКВ служат вентиляторы, холодильные компрессоры автономных кондиционеров, а также магистральная и концевая воздухораспределительная арматура, тройники, колена и другие элементы воздухопроводов, трубопроводы тепло-хладоносителя и т. п. На прямолинейных участках, в диффузорах, конфузорах и местах внезапного изменения сечения воздухопровода не происходит интенсивного шумообразования. При скоростях потока воздуха до 10—15 м/с уровни шума этих источников на всех частотах не превышают допустимых уровней по нормам Госсанинспекции.

Шум от вентиляторов проникает в помещение в основном по воздухопроводам. Шум осевых вентиляторов, устанавливаемых непосредственно в обслуживаемых помещениях или работающих на

относительно короткие вентиляционные трубопроводы с малым затуханием, характеризуется большой интенсивностью и более высокими и неприятными частотами, чем шум центробежных вентиляторов.

Снижение шума систем кондиционирования воздуха может быть достигнуто двумя путями:

1) уменьшением шумности источника (вентилятора, компрессора, воздухопроводов и т. п.) путем проведения мер конструктивного, технологического и эксплуатационного характера (статическая и динамическая балансировка роторов, улучшение смазки, совершенствование проточных частей, точность изготовления деталей и сборки узлов, применение вибропоглощающих оснований для вентиляторов и гибких соединений их с воздуховодами и т. п.);

2) изоляцией и поглощением шума на путях его распространения.

Резкое снижение уровня шума в воздухопроводах может быть достигнуто уменьшением расхода воздуха, увеличением сечения трубопровода (уменьшением скорости воздуха) и улучшением его аэродинамических характеристик. При выборе скорости движения воздуха в трубопроводе судовой СКВ необходимо учитывать допустимые уровни шума как в трубопроводе, так и в связанных с ним помещениях, а также допустимую величину вибрации трубопровода. Изоляция помещения от воздушных шумов, распространяющихся по вентиляционным трубопроводам, улучшается при увеличении толщины стенки трубопровода.

Наиболее эффективное ослабление шума в помещениях достигается при установке вентиляторов в звукоизолирующих камерах, снабженных внутренним звукопоглощающим и звукоизолирующим покрытием. Оборудование, устанавливаемое в помещении, считается бесшумным, если уровень его шума ниже шума в помещении на 10—15 фон, и малошумным, если уровень его шума ниже на 5—8 фон.

Звукоизоляция кондиционера обеспечивает максимальное снижение шума вентилятора (вопросы звукоизоляции кондиционеров будут дополнительно рассмотрены в гл. X). Однако по воздухопроводам и в этом случае распространяется шум достаточно большого уровня. Для его снижения до необходимых уровней в воздухопроводах, перед входом в помещения, устанавливают специальные глушители шума. Воздухораспределители с учетом акустических требований выполняют такими, чтобы их шумность не приводила к существенному возрастанию общего уровня шума в помещении. Акустические характеристики воздухораспределителей рассматриваются в гл. XI.

В глушителях, воздухопроводах, кондиционерах и непосредственно в помещениях используются материалы, которые выполняют роль как тепловой, так и звуковой изоляции, а также звукопоглощения (за исключением тепло-звукоизоляции воздухопроводов, которая накладывается снаружи и не может поглощать звук, распространяющийся в трубопроводе).

Тепло-звукоизоляционный материал должен обладать следующими качествами: 1) высокими термическим сопротивлением, звукопоглощением и звукоизоляцией; 2) огнестойкостью; 3) механической прочностью и виброустойчивостью; 4) способностью не поглощать влагу и пары; 5) биостойкостью, устойчивостью против грызунов и паразитов; 6) способностью не выделять пыли, запахов и вредных газов; 7) малой объемной массой; 8) умеренной стоимостью изготовления и монтажа.

Из имеющихся материалов наиболее приемлемыми для этих целей являются материал ВТ-4, выпускаемый в виде матов различной толщины из рыхлого слоя штапельного капронового волокна,

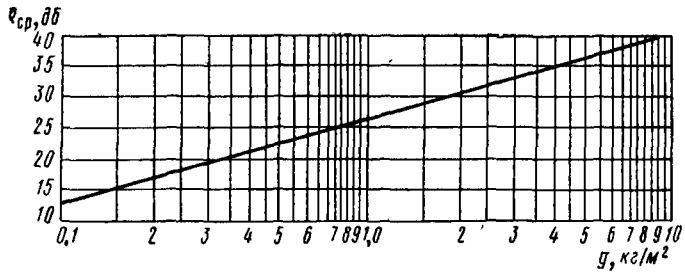


Рис. 34. Зависимость средней звукоизолирующей способности одностенных конструкций от их поверхностной массы g.

обшитого марлей и простеганного капроновыми нитками, и поропласт полиуретановый — эластичная, легкая газонаполненная пластмасса с равномерной пористой структурой.

Звукоизолирующая способность R (дБ) материала (конструкции, преграды) характеризуется десятикратным логарифмом отношения интенсивности (силы) звука, падающего на конструкцию $I_{пад}$, к интенсивности звука, прошедшего через нее $I_{пр}$,

$$R = 10 \lg \frac{I_{пад}}{I_{пр}}. \qquad (V.8)$$

В зависимости от степени точности расчетов, связанной с учетом большего или меньшего числа влияющих факторов, различают несколько значений звукоизолирующей способности. На рис. 34 показана средняя (без учета частоты изолируемого звука) звукоизолирующая способность $R_{ср}$ одностенных конструкций в зависимости от их поверхностной массы g (кг/м²).

Средняя в диапазоне частот 100—3200 Гц звукоизолирующая способность одинарных однородных стенок массой до 200 кг/м² может быть определена по формуле А. К. Тимофеева [93]

$$R_{ср} = 13{,}5 \lg g + 13. \qquad (V.9)$$

Как видно, при прочих равных условиях лучшим звукоизоляционным материалом будет тот, у которого большая плотность,

иначе — при одинаковой плотности для большего заглушения шума понадобится материал большей толщины.

В отличие от поглощения эффект изоляции звука основан на его отражении. Поглощение звука в изолирующей конструкции может быть небольшим. Поэтому для изоляции звука в воздухе, являющемся средой с малым акустическим сопротивлением, следует применять преграды из материалов с большим акустическим сопротивлением. Такими материалами могут быть металлы, а также дерево и твердые пластмассы.

Следует учитывать, что изолирующие поверхности должны быть сплошными. Если площадь отверстий в защитном звукоизолирующем кожухе достигнет, например, приблизительно 10% общей поверхности, его звукоизолирующая способность практически исчезнет.

Поглощение звука материалами обусловлено переходом колебательной энергии в тепло вследствие потерь на трение в звукопоглотителе. Потери на трение велики в пористых и рыхлых волокнистых материалах, которые поэтому и используются в звукопоглощающих конструкциях. Звукопоглощающие свойства материала или конструкции любого типа характеризуются коэффициентом звукопоглощения α, под которым понимают отношение поглощенной звуковой энергии $I_{погл}$ к падающей на поверхность энергии $I_{пад}$, т. е.

$$\alpha = \frac{I_{погл}}{I_{пад}}. \qquad (V.10)$$

Коэффициент звукопоглощения зависит от частоты звука, толщины слоя материала, наличия перфорированного покрытия и других особенностей конструкции. Он может составлять от 0,2 до 0,9. С увеличением толщины материала коэффициент звукопоглощения α возрастает. Однако существует предельная толщина $\delta_{пред}$ материала, которой соответствует наибольший целесообразный коэффициент α. При $\delta > \delta_{пред}$ увеличение α незначительное. Предельная толщина $\delta_{пред}$ (см) определяется по формуле

$$\delta_{пред} = \frac{100}{\sqrt{r}}, \qquad (V.11)$$

где r — величина, характеризующая сопротивление материала продуванию (например, для матов из материала ВТ-4 $r = 3 \div 5$ г/(см^3 · с).

Очевидно, в необходимых случаях требуется сочетание таких материалов и их толщин в изоляционных конструкциях, которые бы обеспечивали заданные звукоизоляцию и звукопоглощение.

Для защиты помещения от внешнего шума необходимо в первую очередь принять возможные меры по герметизации помещения. Низкочастотный шум проникает через отверстия и щели легче, чем высокочастотный.

Как отмечалось выше, основным источником шума судовых СКВ являются вентиляторы, общий уровень шума которых

в зависимости от производительности и напора находится в пределах 70—110 дБ. Спектр шума имеет широкий диапазон частот, при этом наибольшие уровни спектральных составляющих наблюдаются на частотах от 100 до 3000 Гц. Шум вентиляторов передается в воздухопроводы, а затем и в помещения.

Оценка среднего уровня шума всасывания (практически равного шуму на нагнетании) судовых центробежных (улиточных и прямоточных) и осевых вентиляторов на расстоянии 0,5 м от них может производиться по формуле [5, 6]

$$L_в = 14 \lg \frac{367VH}{\eta} + 6, \qquad (V.12)$$

где V, H и η — производительность (м³/с), напор (Па) и к. п. д. вентилятора.

Как показал анализ [6], отклонения от среднего $L_в$ для различных вентиляторов могут составлять ± 4 дБ.

Помимо шума вентилятора, распространяющегося по воздухопроводу, в элементах воздухопровода (заслонках, коленах, тройниках и т. п.) может возникать дополнительный шум, уровень и спектральный состав которого зависят главным образом от геометрической формы и размеров их проточных частей и скорости проходящего потока воздуха. На основании работы [156] и результатов исследований шума элементов судовых воздухопроводов можно считать, что уровни составляющих спектра шума элементов $L_э$ (дБ) определяются выражением [105]

$$L_э = A + 55 \lg w + 20 \lg D, \qquad (V.13)$$

где A — постоянная для данного элемента и условий измерений величины, дБ;

w — скорость потока воздуха, м/с;

D — диаметр проходного сечения элемента, м.

По данным [105], например, для дроссельной заслонки, установленной под углом 30°, при $D=0{,}1$ м, $w=20$ м/с и измерении уровня шума на расстоянии 0,5 м от выходного отверстия воздухопровода, осредненная для среднегеометрических частот октавных полос от 62,5 до 8000 Гц величина A составляет 15,5 дБ.

Кроме того, источником шума является воздухораспределительное устройство в помещении, уровень шума которого обозначим через $L_{вр}$.

Таким образом, общий уровень шума всех источников $L_и$ найдется путем суммирования значений $L_в$, $\Sigma L_э$ и $L_{вр}$ в соответствии с изложенными выше правилами суммирования уровней шума разных источников.

Если обозначить допустимый уровень шума в помещении через $L_п$ (см. рис. 33) и учесть, что часть шума поглощается в воздухопроводе (ΔL_1), некоторыми его элементами (ΔL_2), стенами помещения и расположенным в нем оборудованием (ΔL_3), уровень избыточного шума, который должен быть поглощен в специаль-

ных шумоглушителях, устанавливаемых в воздухопроводе перед помещением, может быть определен по формуле

$$L_{гл} = L_и - (\Delta L_1 + \Delta L_2 + \Delta L_3 + L_п). \qquad (V.14)$$

Затухание шума в металлических воздухопроводах, необлицованных с внутренней стороны звукопоглотителем, составляет $\Delta L_1 \approx \approx 0{,}4$ дБ на 1 м длины прямолинейного участка. По данным [167], приведенным в работе [80], глушение воздушного шума в необлицованных каналах из листовой стали составляет: в прямоугольных (со стороной 75—200 мм) 0,6—0,45 дБ/м — для низкочастотного и 0,3 дБ/м — для средне- и высокочастотного шума; в круглых каналах диаметром 75—200 мм оно соответственно равно 0,1—0,15 дБ/м и 0,15—0,3 дБ/м.

Величины затухания шума ΔL_2 в элементах воздухопроводов можно принимать в соответствии с данными [105] по табл. 2.

Таблица 2

Затухание шума в элементах воздухопроводов ΔL_2, дБ

Элементы воздухопровода	Среднегеометрические частоты октавных полос спектра $f_{ср}$, Гц					
	250	500	1000	2000	4000	8000
Колено 90° (независимо от радиуса)	1	1	1,5	1,5	2	2,5
Дроссельная заслонка под углом 30—45° к потоку	0	1	1,5	2	3	4
Угловой воздухонепроницаемый клапан	1	2	3	4	5	6
Воздухораспределитель поворотный	0	1	2	3	3	4
Раструб вентиляционный с сеткой и дросселем ($\alpha = 45°$)	0	0	1	2	3	3
Грибовидная вентиляционная головка	1	2	4	6	7	9

Примечание. Для $f_{ср} = 62{,}5$ и 125 Гц для всех элементов $\Delta L_2 = 0$.

Затухание шума при разветвлении воздухопровода можно определить по формулам

$$\Delta L_2' = 10 \lg \frac{F_1 + F_2}{F_1}; \qquad (V.15)$$

$$\Delta L_2'' = 10 \lg \frac{F_1 + F_2}{F_2}, \qquad (V.16)$$

где $\Delta L'_2$ и $\Delta L''_2$ — затухание шума в ответвлениях соответственно с площадью сечения F_1 и F_2.

Средняя величина поглощения шума в помещении определяется по формуле [143]

$$\Delta L_3 = 10 \lg (0{,}35 V^{2/3}), \qquad (V.17)$$

где V — объем помещения, м³.

Для глушения шума в воздухопроводах применяются активные (каналовые) и активно-реактивные (камерные) глушители (рис. 35). В первых поглощение звука осуществляется звукопоглотителем, которым облицованы внутренние поверхности глушителя — ка-

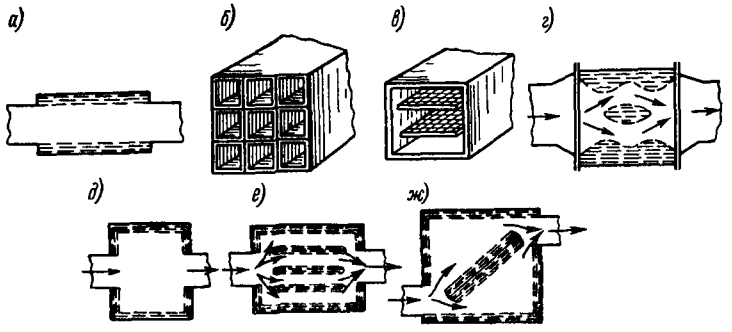
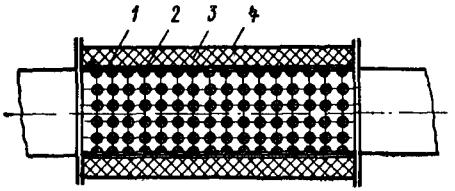


Рис. 35. Конструктивные схемы глушителей основных типов. Активные (каналовые) глушители: *а* — трубчатый (типа звукопоглощающего патрубка); *б* — сотовый (ячейковый); *в* — пластинчатый; *г* — с криволинейными каналами. Активно-реактивные (камерные) глушители: *д* — однокамерный; *е* — камериый пластинчатый; *ж* — камерный с экранамн.

нала различной формы и размеров. При прохождении шума через такой глушитель часть звуковых волн проникает внутрь звукопоглощающего материала. Вследствие трения энергия звуковых колебаний преобразуется в тепловую, что и приводит к ослаблению шума. В глушителях второго типа помимо эффекта поглощения звука слоями звукопоглотителя используется эффект расширительных камер. Он заключается в отражении звука на входе и выходе камер и в уменьшении плотности звуковой энергии вследствие распределения ее по объему камеры.



Рнс. 36. Глушитель типа звукопоглощающего патрубка.

1 — сетка или ткань (для предотвращения выветривання звукопоглощающего материала); *2* — перфорированная труба; *3* — слой звукопоглощающего материала; *4* — металлический кожух.

В табл. 3 приведены значения аэродинамических сопротивлений глушителей различного типа [93, 104].

Наиболее простым по устройству, имеющим относительно малые габарит и массу, а также незначительное аэродинамическое сопротивление, является глушитель типа звукопоглощающего патрубка (рис. 36). Как показывают эксперименты [140], цилиндрические глушители при скоростях воздуха 20—40 м/с эффективнее фигурных, имеющих переменное проходное сечение. Наиболее

Таблица 3

Аэродинамическое сопротивление глушителей различного типа

Глушитель	Скорость воздушного потока, м/с	Аэродинамическое сопротивление, Па
Типа звукопоглощающего патрубка (рис. 35, *а*) с площадью поперечного сечения $F = 0{,}02 \div 0{,}1$ м²	15—20 (в глушителе)	20—40 на 1 м длины
Сотовый или пластинчатый длиной 300 мм, три ячейки с проходным сечением 38×175 мм каждая (рис. 35, *б*, *в*)		170
С криволинейными каналами длиной 250 мм (рис. 35, *г*)	17 (в воздуховоде сечением 175×175 мм перед глушителем)	200
Камерные размерами 750 × 750 × 750 при отсутствии звукопоглощающей облицовки		
без экрана (рис. 35, *д*)		300
с одним экраном по горизонтали		450
с двумя экранами по горизонтали (по типу изображенного на рис. 35, *е*)		800
с одним экраном по вертикали		850
с » » » диагонали (по типу изображенного на рис. 35, *ж*, но каналы — в середине вертикальных стенок камеры)		1150

приемлемыми звукопоглощающими материалами для таких глушителей являются материал марки ВТ-4 (мат с объемной массой $\gamma = 50 \div 60$ кг/м³) и асбестовый пухшнур ($\gamma = 190 \div 200$ кг/м³), применяемый также в виде матов.

Зависимость между ослаблением шума ΔL в глушителе, его размерами и коэффициентом звукопоглощения материала выражается формулой А. И. Белова

$$\Delta L = 1{,}1 \frac{\Pi l}{F} \varphi(\alpha), \qquad (V.18)$$

где Π и F — периметр (м) и площадь (м²) поперечного сечения перфорированной трубы глушителя;

l — длина глушителя, м;

$\varphi(\alpha)$ — функция коэффициента звукопоглощения материала, значения которой для глушителей с площадью поперечного сечения до 0,08 м² по данным [104] приведены в табл. 4.

Эффективность глушителя типа звукопоглощающего патрубка может быть оценена по рис. 37. Как видно, глушители весьма эффективны в области средних и высоких частот. Ослабление шума на частотах до 300 Гц незначительно. Тем не менее на этих частотах заглушение шума в глушителях с цилиндрической формой сечения на 0,5—2,5 дБ больше, чем в глушителях с прямоугольным поперечным сечением [140]. С увеличением толщины слоя звукопоглощающего материала до 50 мм эффективность глушителя

Таблица 4

Значения $\varphi(\alpha)$ по данным [104]

Материал	Толщина, мм	Значения $\varphi(\alpha)$ для частотных полос, Гц												
		85—120	120—170	170—240	240—340	340—480	480—680	680—960	960—1360	1360—1920	1920—2720	2720—3840	3840—5440	5440—7680
Теплоизоляционный ВТ-4	25	—	0,11	0,17	0,40	0,51	0,63	1,00	1,10	1,80	1,70	1,00	0,80	0,46
	50	0,15	0,23	0,53	0,76	0,90	1,00	1,50	1,80	1,90	1,36	1,14	0,98	0,60
	75	0,23	0,29	0,63	0,92	1,20	1,40	1,90	2,00	1,70	1,70	1,14	0,98	0,63
Асбестовый пухшнур	25	—	0,11	0,17	0,40	0,57	0,60	1,10	1,25	1,20	1,20	1,10	1,00	0,67
	50	0,15	0,23	0,28	0,45	0,57	0,51	0,78	1,14	1,70	1,90	1,50	1,10	0,67

заметно возрастает на всех частотах. Дальнейшее увеличение толщины слоя звукопоглотителя дает относительно небольшой прирост эффективности глушителя и только на низких частотах. Поэтому оптимальной толщиной слоя обычно считают $\delta \approx 50$ мм. Однако эксперименты [140] показывают, что увеличение толщины слоя с 50 до 100 мм в одном и том же глушителе дает существенное снижение шума на низких и средних частотах (до 10—14 дБ на частотах 200—400 Гц).

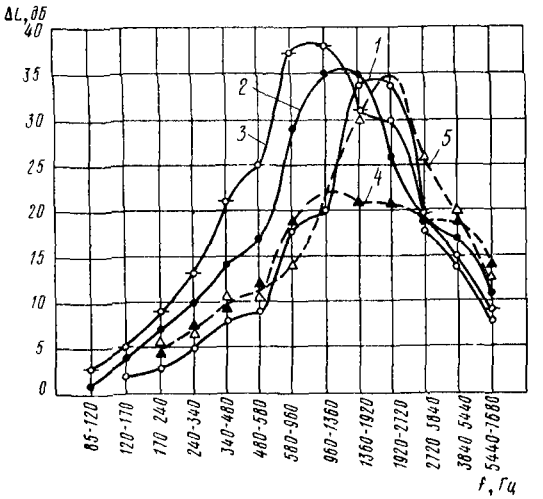


Рис. 37. Частотные характеристики ослабления шума в глушителях ($l=500$ мм, $D=125$ мм) при различной толщине δ изоляции из материала ВТ-4 и асбестового пухшнура [104]

1 — ВТ-4, $\delta=25$ мм, *2* — ВТ-4, $\delta=50$ мм, *3* — ВТ-4, $\delta=75$ мм, *4* — асбестовый пухшнур, $\delta=25$ мм; *5* — асбестовый пухшнур, $\delta=50$ мм.

Коэффициент перфорации трубы k (отношение суммарной площади отверстий к общей площади поверхности трубы) должен быть примерно равен 20%, а диаметр отверстий $d \approx 10$ мм. Если принять $k>20\%$, а $d<10$ мм, это не внесет изменений в частотную характеристику ослабления шума в глушителе. С уменьшением коэффициента перфорации ($k<20\%$) на частотах выше 500 Гц наблюдается существенное ухудшение звукопоглощающих свойств глушителя [104].

В качестве материалов для прикрытия звукопоглотителя рекомендуются стеклосетка марки ССТЭ-6 и латунная сетка № 16, которые не оказывают влияния на частотную характеристику ослабления шума. Асбестовая ткань АТ-1 и стеклоткань марки Т резко снижают эффективность глушителя.

Эффективность глушителя зависит от его относительной длины в калибрах $n=l/D_э$, где $D_э=4F/П$ — эквивалентный диаметр перфорированной трубы. Частотные характеристики шума на выходе воздухопровода с глушителями разной длины, создаваемого вентилятором производительностью 0,556 м³/с с напором 1960 Па, представлены на рис. 38.

Выбор длины глушителя определяется частотным составом шума вентилятора, величиной затухания шума в сети и допустимыми уровнями шума в помещении, т. е. она должна быть такой,

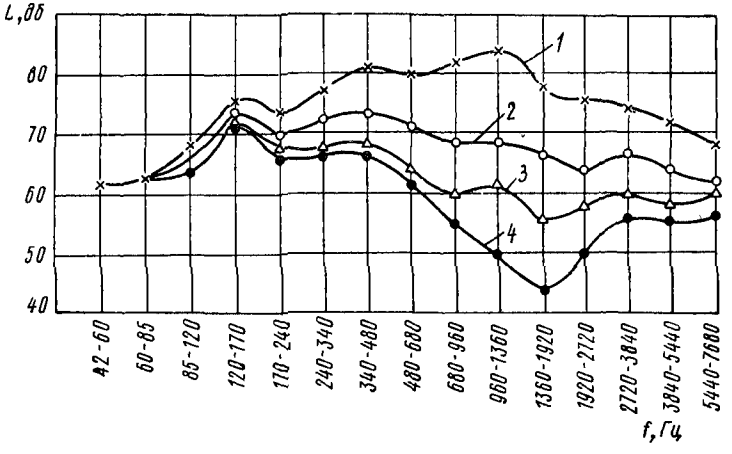


Рис. 38. Частотные характеристики шума на выходе воздухопровода [104].

1 — без глушителя; *2* — с глушителем в два калибра; *3* — с глушителем в три калибра; *4* — с глушителем в четыре калибра.

чтобы обеспечить снижение шума на величину $L_{гл}$ в соответствии с формулой (V.14).

При этом необходимо иметь в виду, что когда звуковое поле в воздухопроводе перед глушителем состоит из большого числа звуковых волн, распространяющихся под различными углами относительно оси звукопоглощающего патрубка, затухание шума в глушителе не прямо пропорционально его длине. Неосевые звуковые волны, суммарная энергия которых преобладает над звуковой энергией осевой волны, затухают на начальных участках глушителя более интенсивно, чем осевая волна, определяя величину ослабления шума глушителем. Увеличение длины глушителя приводит к тому, что в канале остается только осевая волна, затухание которой происходит очень медленно. Поэтому увеличение длины глушителя больше некоторой величины не вызывает существенного повышения его эффективности.

Экспериментально установлено, что наиболее эффективно работает начальный участок глушителей (первые три калибра). Если исходить из уровней составляющих спектра шума центробежных вентиляторов, выпускаемых в настоящее время, уровни

шума, проникающего от вентилятора в судовые помещения через воздухопроводы, в большинстве случаев могут быть снижены до допустимых величин по нормам Госсанинспекции применением глушителей длиной 3—4 калибра.

Однако иногда для получения необходимого заглушения шума можно применять и глушители большей длины. При этом толщина слоя звукопоглощающего материала по длине глушителя может быть переменной, что дает хороший эффект. Эксперименты [140] показывают, что воздушный шум вентилятора общим уровнем 101 дБ был заглушен до общего уровня 78 дБ комбинированным

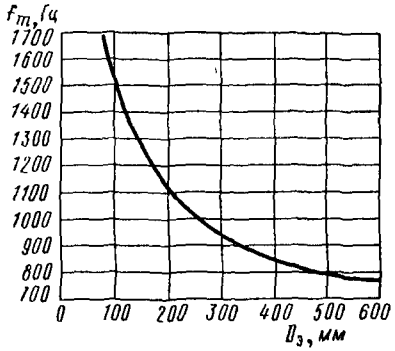


Рис. 39. Экспериментальная зависимость f_m от $D_э$ для глушителя со слоем материала ВТ-4 толщиной 50 мм.

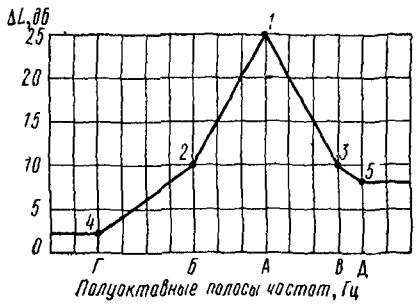


Рис. 40. Построение частотной характеристики глушителя длиной 3 калибра.

глушителем длиной 5 калибров, 3 из которых имели толщину звукопоглощающей облицовки из ВТ-4 100 мм, а 2 калибра — 50 мм. При этом шум стал низкочастотным и в пересчете на уровень громкости составил 74 фона. Этот же источник шума был заглушен до уровня 72 дБ комбинированным глушителем длиной 7,5 калибров, 3 из которых имели $\delta = 100$ мм, а 4,5 калибра — 50 мм.

Метод расчета глушителей по формуле (V.18) на основании данных по $\varphi(\alpha)$, приведенных в табл. 4, экспериментально подтвержден только для глушителей сечением до 0,08 м^2 ($D = 320$ мм). В некоторых случаях площадь сечения воздухопроводов может существенно превышать эту величину. Поэтому в работе [51] дается обобщенный метод расчета глушителей длиной 3 калибра со слоем звукопоглощающего материала ВТ-4 толщиной 50 мм и проходными сечениями диаметром от 90 до 600 мм.

Экспериментально установлено, что максимум заглушения шума в звукопоглощающем патрубке соответствует частоте f звуковой волны, равной характеристической частоте f_m глушителя, которая зависит от величины его эквивалентного диаметра $D_э$ (рис. 39). Чем больше $D_э$, тем больше сдвигается максимум заглушения в область низких частот. Для глушителя длиной, равной

трем калибрам, $\delta=50$ мм (ВТ-4) при частоте $f=f_m$, определяемой диаметром $D_э$, $\Delta L_{макс}=25$ дБ.

Зная f_m, на основе обобщеиной частотной характеристики затухания шума в глушителе длиной 3 калибра при $\delta=50$ мм можно графически определить частотную характеристику данного глушителя (с принятой величиной $D_э$). Для этого на частотном бланке (рис. 40) в полуоктавной полосе, на которую приходится частота f_m (на рисунке она обозначена буквой *А*), откладывают ординату, равную 25 дБ (точка *1*). Затем в полуоктавных полосах *Б* и *В*,

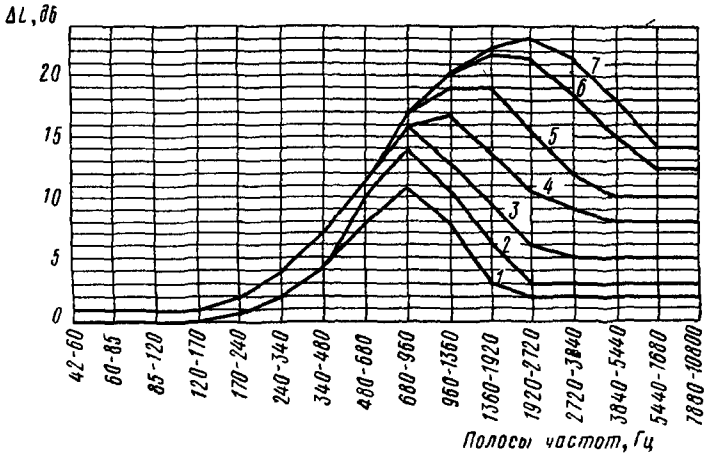


Рис. 41. Частотные характеристики глушителя длиной 0,5 м с звукопоглощающими пластинами той же длины и без них. *1* — без пластин; *2—1* — пластина; *3—2* — пластины; *4—3* — пластины; *5—4* пластины; *6—5* пластин; *7—6* пластин.

отстоящих соответственно на три полуоктавы ниже и выше полосы *А*, откладывают ординаты по 10 дБ (точки *2* и *3*). Далее ординату, равную *2* дБ (точка *4*), откладывают в полосе *Г*, расположенной ниже полосы *Б* на четыре полуоктавы. Точку *5* с ординатой 8 дБ наносят на бланке в полосе *Д*, лежащей на одну полуоктаву выше полосы *В*.

Соединяя точки *1*, *2*, *3*, *4* и *5* прямыми линиями и проводя из точек *4* и *5* до пересечения с ординатами соответственно первой и последней полуоктав линии, параллельные оси частот, получаем искомую частотную характеристику глушителя длиной 3 калибра.

Иногда в воздухопроводах не удается установить глушитель достаточной длины. Величина же затухания шума в глушителе длиной, например, 1 калибр на частоте f_m составляет примерно 10 дБ и резко уменьшается при частотах больше и меньше характеристической частоты f_m.

Эффективность глушителей малой длины может быть повышена с помощью звукопоглощающих пластин, делящих этот глушитель на несколько параллельных каналов. На рис. 41 приведены результаты испытаний [51] глушителя длиной 0,5 м

с размерами поперечного сечения 520×765 мм при установке в нем равномерно по сечению различного числа звукопоглощающих пластин из материала ВТ-4 длиной, равной длине глушителя, и толщиной 50 мм. Эти данные, а также результаты испытаний коротких глушителей с другими размерами поперечного сечения и глушителей длиной 2 и 3 калибра показывают, что с помощью пластин можно заметно повысить эффективность глушителя только на частотах f_m и выше. В диапазоне низких частот установка пластин практически ничего не дает.

Горизонтальные и вертикальные пластины при одинаковом коэффициенте загромождения поперечного сечения глушителя дают один и тот же эффект. При выборе коэффициента загромождения следует учитывать не только акустические, но и аэродинамические характеристики глушителя.

Большего снижения шума в глушителе можно добиться и установкой в нем поперечных перегородок из звукопоглощающего материала. Так, установка перегородок толщиной 50 мм под углом 45° с шагом 100 мм в глушителе диаметром 300 мм при скорости воздуха 20 м/с дала увеличение заглушения на некоторых частотах (560; 800; 3200—8960 Гц) на 4—5 дБ [140].

Для обеспечения приемлемых уровней шума в судовых помещениях при проектировании систем вентиляции и кондиционирования воздуха рекомендуется:

— воздухообмен назначать без излишних запасов, так как они приводят к повышению скорости движения воздуха и гидравлического сопротивления воздухопроводов;

— максимальные скорости воздуха в магистралях, ответвлениях и на входе в помещения устанавливать в соответствии с существующими для судовых СКВ и вентиляции нормативами (расчеты показывают, что при скоростях притока воздуха менее 5—10 м/с обеспечиваются допустимые уровни шума в помещении);

— применять концевые воздухораспределители, вызывающие снижение уровня шума воздухопровода;

— максимально, насколько это практически возможно, снижать гидравлические сопротивления на всем пути движения воздуха от вентилятора до помещений;

— соблюдать требования по расположению выгородок вентиляторов и кондиционеров и приемных решеток вентиляторов по отношению к жилым и служебным помещениям;

— по возможности не прокладывать магистральные воздухопроводы через жилые и служебные помещения.

§ 21
Основные понятия надежности судовых СКВ

Теория надежности, впервые разработанная для нужд радиоэлектронной промышленности и средств автоматизации, базируется на методах вероятности, математической статистики и теории массового обслуживания.

В настоящее время вопросам анализа и повышения надежности судовых энергетических установок и механизмов уделяется все большее внимание. На основе специальных исследований и наблюдений определены наиболее ненадежные узлы, детали двигателей, механизмов и разработаны рекомендации по повышению срока службы и надежности работы этих двигателей, механизмов и другого судового оборудования.

Вопросы надежности судовых систем в общем виде впервые рассмотрены в книге В. В. Лоскутова и Г. С. Хордаса [103], а также в ряде статей. Основные понятия надежности судовых СКВ здесь излагаются кратко на базе указанных работ.

Под *надежностью* судовой системы кондиционирования воздуха следует понимать ее способность выполнять заданные функции — поддержание близких к расчетным условий комфорта в обслуживаемых помещениях в течение заданного времени при повседневных (заданных) эксплуатационных условиях.

В вопросах надежности большое значение имеют понятия «срок службы» и «отказ». *Отказ* — это событие, следствием которого является выход из строя того или иного элемента, в результате чего дальнейшая экспуатация системы невозможна. Под *сроком службы* СКВ следует понимать время использования системы (с начала эксплуатации до наступления момента ее технической непригодности) с учетом возможности замены в течение этого срока некоторых элементов. Срок службы значительно превышает по времени период безотказной работы системы, определяемый ее надежностью. Необходимо иметь в виду, что СКВ состоит из большого числа элементов (кондиционеров, холодильной машины, воздухопроводов, воздухораспределителей, систем автоматики и т. п.), которые в свою очередь включают в себя ряд агрегатов, узлов, деталей и имеют определенные срок службы и надежность.

Таким образом, надежность судовой СКВ зависит от большого числа факторов: схемного и конструктивного выполнения, количества и качества оборудования и других элементов, входящих в систему, от применяемых материалов, технологии изготовления и монтажа, режимов работы, условий эксплуатации и качества обслуживания элементов и системы в целом и т. д.

Суммарное влияние всех этих факторов, проявляющееся в отказах, имеет в общем случайный характер. В связи с этим оценка надежности производится статистическим методом, т. е. на основе специальных экспериментов или опыта эксплуатации. При этом используется теория вероятности.

К основным *характеристикам надежности* относятся: *интенсивность отказов* λ (1/ч), *вероятность безотказной работы* P_τ, *коэффициент готовности* $k_г$ и др.

Коэффициент готовности $k_г$ — это вероятность того, что в заданный момент времени система (оборудование) будет готова к действию. Он служит для оценки надежности систем периодического (дискретного) действия: балластной, осушительной и других систем. Система кондиционирования воздуха относится к числу

судовых систем первой категории[1] непрерывного действия. Поэтому далее не рассматривается определение $k_г$.

Для оценки надежности судовых СКВ используются интенсивность отказов λ и вероятность безотказной работы P_τ. На основании опыта эксплуатации и экспериментальных данных выявлена картина распределения отказов, характерная для большинства нормально эксплуатируемых конструкций, в том числе и систем кондиционирования воздуха (рис. 42).

В первый относительно небольшой период работы системы (при приемно-сдаточных испытаниях), представленный участком *I* на рис. 42, происходят так называемые приработочные отказы, возникающие вследствие выбора заведомо непригодных отдельных конструкций, технологического процесса или материалов.

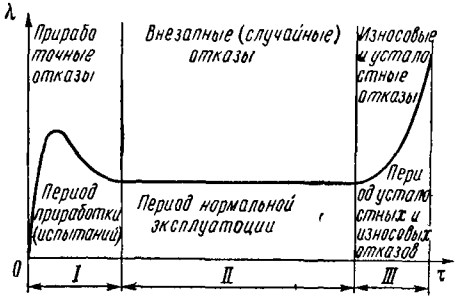


Рис. 42. График интенсивности отказов по периодам эксплуатации (экспоненциальный закон распределения).

Затем наступает продолжительный период нормальной эксплуатации (участок *II*), когда возникают внезапные (случайные) отказы приблизительно одинаковой интенсивности $\lambda = \text{const}$ вследствие кратковременной значительной перегрузки или случайно незамеченного брака отдельных деталей, узлов и элементов системы.

После длительной работы системы (конструкции) при приближении к концу срока службы наступает третий период работы (участок *III*), когда появляются отказы с быстро нарастающей интенсивностью вследствие предыдущего постепенного накопления повреждений, остаточных деформаций, износа и усталостных напряжений в отдельных деталях, узлах и элементах СКВ.

Интенсивность случайных отказов в период нормальной эксплуатации того или иного изделия может быть определена на основе статистического материала по формуле

$$\lambda = \frac{N}{\tau n} \text{ 1/ч}, \qquad \text{(V.19}$$

где N — количество отказов у n одновременно испытываемых изделий за непрерывное время работы τ (ч).

По данным [103] ориентировочная средняя интенсивность отказов некоторых отдельных элементов, входящих в судовые СКВ составляет (приводится величина $\lambda \cdot 10^6$ 1/ч): амортизаторов — 1,0 вентиляторов — 2,4; воздухопроводов — 0,5; клапанов — 5,1; насо

[1] К системам первой категории относят те, выход из строя которых приводит к аварийным ситуациям или причиняет значительный ущерб.

сов — 13,5; ременных приводов — 4,0; медноникелевых и медных труб для морской воды — 0,8 и 2,0; стальных оцинкованных труб для морской воды — 4,0; теплообменников — 2,2; электродвигателей — 0,6; паяных соединений — 0,004; жестких (механических) соединений — 0,1; пускателей — 10,0; прокладок резиновых — 0,04; манометров — 4,0; соленоидов — 0,05; датчиков температуры и давления — 3,3 и 3,5; термореле — 0,4; фильтров механических — 0,3 и т. д.

Вероятность безотказной работы P_τ может быть определена через λ и τ при наиболее часто встречающемся в практике экспоненциальном законе распределения отказов

$$P_\tau = e^{-\lambda\tau}. \qquad \text{(V.20)}$$

При $\lambda\tau < 0{,}2$ для определения P_τ с погрешностью не выше 3% в сравнении с формулой (V. 20) может быть использована более простая формула

$$P_\tau = 1 - \lambda\tau. \qquad \text{(V.21)}$$

Для изделия, состоящего из нескольких элементов (деталей, соединений и т. п.),

$$P_\tau = e^{-\tau\,(\lambda_1+\lambda_2+\,\ldots\,+\lambda_n)}, \qquad \text{(V.22)}$$

где λ_1, λ_2, ... λ_n — интенсивность отказов соответствующих элементов, 1/ч;

τ — заданное время работы, ч.

При n одинаковых деталей в изделии, имеющих одну и ту же интенсивность отказов $\lambda_1 = \lambda_2 = \ldots = \lambda_n = \lambda$, вероятность безотказной работы изделия будет равна

$$P_\tau = e^{-n\tau\lambda}. \qquad \text{(V.23)}$$

Суммарная интенсивность отказов какой-либо конструкции (системы), имеющей разнотипные детали,

$$\lambda = n_1\lambda_1 + n_2\lambda_2 + \ \ldots\ + n_n\lambda_n, \qquad \text{(V.24)}$$

где n_1, n_2, ... n_n — количество соответствующих однотипных деталей (труб, клапанов и т. д.);

λ_1, λ_2, ... λ_n — интенсивность отказов деталей каждого типа.

Вероятность безотказной работы такой конструкции найдется по формулам (V.20) или (V.21) при подстановке значения λ из формулы (V.24).

Поскольку отказы элементов сложных систем — независимые события, вероятность безотказной работы СКВ равна произведению вероятностей безотказной работы ее элементов: кондиционера, воздухопроводов, воздухораспределителей, приборов автоматики и т. п., т. е.

$$P_\tau = P_{\tau 1} \cdot P_{\tau 2} \cdot \ \ldots\ \cdot P_{\tau n}, \qquad \text{(V.25)}$$

где P_{τ_1}, P_{τ_2}, ... P_{τ_n} — вероятности безотказной работы отдельных элементов СКВ.

Повышение надежности судовых СКВ может быть достигнуто путем упрощения схемы системы, уменьшения интенсивности отказов и резервирования наиболее слабых участков системы.

Упрощение схемы СКВ возможно при уменьшении количества элементов, улучшении трассировки воздухопроводов и сокращении арматуры, упрощении системы автоматики и уменьшении числа приборов и т. д.

Уменьшения интенсивности отказов λ можно достичь путем улучшения качества оборудования кондиционирования и элементов системы, увеличения прочности, износоустойчивости деталей и узлов, совершенствования технологии изготовления и сборки и т. п. Этому наиболее важному и эффективному способу повышения надежности работы СКВ в настоящее время уделяется большое внимание в судостроительной и машиностроительной промышленности.

Не менее эффективное средство повышения надежности СКВ — резервирование наиболее слабых участков системы: холодильных компрессоров, некоторых приборов регулирования и т. п. Однако этот способ сопряжен с увеличением массы и габарита системы, повышением стоимости и усложнением ее обслуживания. Поэтому подобный метод применяют только в необходимых случаях.

Для анализа и расчета надежности СКВ целесообразно предварительно составлять структурную схему расположения и взаимной связи ее элементов, предусматривая (в случае резервирования) установку дублирующих механизмов, аппаратов, приборов или участков системы, которые включаются автоматически или вручную (дистанционно) при выходе из строя соответствующего основного элемента системы.

Вероятность безотказной работы соответствующего сдублированного участка или элемента системы определяется по формуле

$$P_{\tau_р} = 1 - \left(1 - e^{-\lambda\tau}\right)^2 = 1 - (1 - P_\tau)^2, \qquad (V.26)$$

где P_τ — вероятность безотказной работы участка (элемента) без его резервирования.

На основе структурной схемы по основным зависимостям и уравнениям, часть которых приведена в этом параграфе, выполняя расчеты в определенной последовательности, можно ориентировочно оценить надежность основных элементов и судовой СКВ в целом. Для этого необходимо пользоваться величинами интенсивности отказов λ по официальным нормативным и другим достоверным источникам.

Следует иметь в виду ориентировочность приведенных выше данных по величине λ и возможность их уточнения для этих и других элементов судовых СКВ только на основе длительных специальных испытаний и наблюдений в эксплуатации. В последнее время по мере улучшения качества применяемых материалов, технологических процессов и приборов, а также условий эксплуа-

тации отмечается тенденция к снижению интенсивности отказов λ и повышению вероятности безотказной работы P_τ.

Опыт создания и эксплуатации отечественного судового оборудования кондиционирования воздуха позволяет ориентировочно оценить для него средние значения $\lambda \approx (15 \div 25)\ 10^{-6}$ 1/ч и $P_\tau \approx 0{,}95$.

Здесь даны только основные понятия надежности судовых систем кондиционирования воздуха. При расчете надежности судовых СКВ нужно пользоваться специальной литературой и нормативными материалами.

ГЛАВА

VI

СУДОВЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ И ИХ УСТРОЙСТВО

§ 22
Классификация и использование судовых кондиционеров

В зависимости от режима работы в кондиционере, кроме очистки воздуха, должно осуществляться его охлаждение и осушение (летом) или нагревание и увлажнение (зимой). Для этого могут быть использованы контактные или поверхностные аппараты, основные принципиальные схемы которых показаны на рис. 43[1]. Первые четыре аппарата (рис. 43, *а*, *б*, *в*, *г*) относятся к контактным, последний, пятый (рис. 43, *д*) — к поверхностным. Для охлаждения и осушения воздуха в этих аппаратах используются вода, рассол, фреон (только в поверхностных), а для нагревания — вода, пар (только в поверхностных). Увлажнение воздуха в контактных аппаратах производится теплоносителем — водой. В поверхностных аппаратах для увлажнения воздуха применяются форсуночные паровые или водяные устройства, которые не показаны на рис. 43, *д*.

В форсуночных аппаратах — кондиционерах (рис. 43, *а*) обрабатываемый воздух проходит через камеру орошения, в которой установлен ряд форсунок. Насосом *5* хладоноситель (вода) подается к форсункам *2*, с помощью которых мелко разбрызгивается в поток воздуха. Отепленная вода собирается в поддоне *4*, откуда

[1] На рис. 43, *а*, *г* и *д*, как и на других, пластины каплеуловителей показаны в соответствии с принятыми в книге условными обозначениями как бы повернутыми относительно поддона на 90° (то же и ребра воздухоохладителя на рис. 43, *д*)

часть ее поступает на охлаждение к холодильной машине, а другая часть к смесительному клапану *6*. Необходимая температура и влажность воздуха на выходе из воздухоохладителя могут поддерживаться регулированием температуры воды, подаваемой насосом к форсункам. Это достигается смешиванием с помощью клапана *6* соответствующих количеств холодной воды, поступающей от холодильной машины, и отепленной воды из поддона.

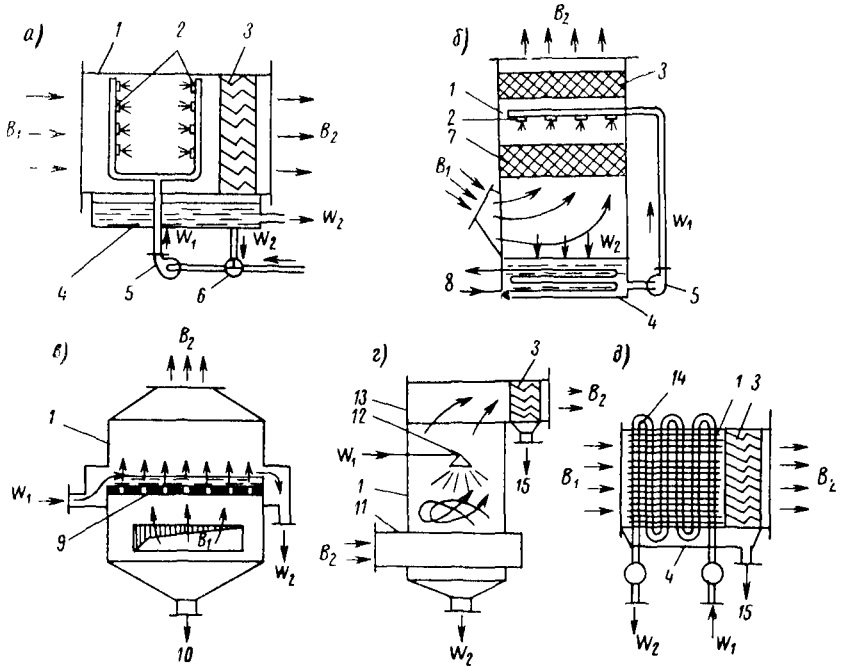


Рис. 43. Основные типы аппаратов для тепловлажностной обработки воздуха: *а* — форсуночный; *б* — оросительный; *в* — пенный; *г* — циклонно-пенный; *д* — поверхностный.

B_1 и B_2 — воздух на входе в аппарат и выходе из него; W_1 и W_2 — хладо-теплоноситель на входе в аппарат и выходе из него.
1 — корпус; *2* — форсунки; *3* — каплеуловитель; *4* — поддон; *5* — насос; *6* — смесительный клапан; *7* — слой фарфоровых колец; *8* — змеевик; *9* — решетка; *10* — слив пульпы (остатков воды с примесями — загрязнениями); *11* — улитка; *12* — разбрызгиватель; *13* — устройство для отделения воздуха от пены; *14* — поверхностный теплообменник; *15* — слив конденсата.

Форсуночные аппараты — кондиционеры получили широкое применение в стационарной практике кондиционирования воздуха. На судах они практически не используются из-за больших габаритов и трудности эксплуатации в условиях качки, хотя имеется пример их применения на крупных речных пассажирских дизель-электроходах «Ленин» и «Советский Союз» [58].

В оросительном аппарате (рис. 43, *б*) вода, забираемая насосом *5* из поддона *4*, подается к форсункам *2* и разбрызгивается на слой *7* фарфоровых колец (колец Рашига), кускового кокса и т. п., увеличивающих поверхность контакта между воздухом

и водой и называемых орошаемой насадкой. Второй (верхний) слой *3* из колец Рашига, кускового кокса предназначен для отделения капель влаги и часто называется отбойным слоем. Вода в поддоне охлаждается змеевиком *8*, в котором кипит хладагент. Оросительные аппараты, ранее применявшиеся в практике кондиционирования и рефрижерации, теперь почти не используются из-за значительных габаритов, большого аэродинамического сопротивления орошаемого слоя из колец Рашига, усиленной коррозии и по другим причинам. Однако в последнее время к их исследованию и совершенствованию возвращаются. Так, в работе [138] исследована конструкция эффективного аппарата для кондиционирования воздуха с многоярусной орошаемой насадкой — сеткой из плоских капроновых нитей. Такой аппарат оказывается приблизительно в два раза меньше по объему и имеет в 1,5 раза меньшие энергетические затраты, чем типовая форсуночная камера. Весьма эффективно также применение оросительных воздухоохладителей с регулярно-пленочной насадкой.[1]

В пенном аппарате (рис. 43, *в*) вода подается на решетку *9*, через которую снизу продувается воздух. При скоростях воздуха в полном сечении аппарата 1,0—3,5 м/с возникает пенный режим взаимодействия воздуха с водой, а высота слоя пены над решеткой может составлять 30—700 мм.

Еще более совершенными с точки зрения взаимодействия воздуха с водой (его тепловлажностной обработки и очистки) являются циклонно-пенные аппараты (рис. 43, *г*). В них воздух подводится через улитку *11*, в которой он закручивается, а вода подается сверху через разбрызгиватель *12*. Благодаря кинетической энергии воздуха, действию центробежных сил воздушного потока и трению между воздухом и водой последняя превращается в нестабильную пену. Устройство *13* служит для отделения воздуха от пены в случае ее забрасывания из активной зоны.

В циклонно-пенном аппарате допускаются скорости воздуха до 7 м/с и имеется возможность регулирования расхода воды и воздуха. Относительно небольшие гидравлические сопротивления при высоких скоростях воздуха, малые габариты и хорошая очистка воздуха позволяют считать циклонно-пенные аппараты перспективными для систем кондиционирования. В частности, эти аппараты получают применение на судах для технического кондиционирования — осушения воздуха трюмов и танков, либо в системах осушенных инертных газов для нефтеналивных судов (см. гл. II). В этом случае в качестве хладоносителя применяется сорбент—водный раствор хлористого лития.

Кроме описанных, существуют контактные (мокрые) аппараты и других типов, например турбулентные промыватели, колпачковые колонны, ударно-пенные аппараты, разработанные А. А. Рымкевичем с сотрудниками, и т. п.

---

[1] Гоголин В. А. Исследование пленочного течения жидкости в орошаемых регулярных насадках.— «Холодильная техника», 1969, № 1.

Устройство и работа поверхностных аппаратов (рис. 43, *д*) не требует пояснений. В первое время теплообменники изготовляли в виде гладкотрубных пучков, сейчас применяются исключительно ребристые поверхности теплообмена, обеспечивающие компактность аппаратов при их больших тепловых нагрузках.

Исследование пенных и циклонно-пенных аппаратов и их сравнение с аппаратами других типов (контактными и поверхностными) выполнены в работе [16]. Результаты сравнения аппаратов различного типа с поверхностными гладкотрубными и различными ребристыми воздухоохладителями на основе литературных данных и специальных исследований приведены также в работе [77].

Из рассмотренных аппаратов по массогабаритным показателям и энергозатратам, вычисленным по величинам расхода воздуха и аэродинамического сопротивления, приходящимся на единицу теплосъема, наилучшими считаются аппараты с эффективными ребристыми теплообменниками. Поэтому последние и применяются в судовых кондиционерах.

Общими недостатками контактных аппаратов являются менее удобная в эксплуатации (из-за коррозии металла и др.) и связанная с повышенными энергозатратами на насосы открытая система циркуляции тепло-хладоносителя; сложность эксплуатации контактных аппаратов в судовых условиях из-за наличия свободных уровней воды и т. п. Тем не менее применение контактных аппаратов в некоторых случаях может оказаться целесообразным, если при этом решающее значение имеют их положительные качества: эффективная очистка воздуха от пыли, запахов, газовых и других загрязнений, относительно простое устройство и небольшая стоимость изготовления, возможность регулирования температуры и влажности воздуха путем изменения температуры хладоносителя.

Одним из основных элементов кондиционера является воздухоохладитель.

В последнее время в отечественной и иностранной практике кондиционирования воздуха все шире начинают применять поверхностные ребристые воздухоохладители с орошением внешней поверхности теплообмена водой через форсунки. Такое сочетание принципов работы контактных и поверхностных воздухоохладителей приводит к увеличению коэффициента теплопередачи на 25—50% главным образом за счет дополнительной поверхности в виде водяных капель и турбулизирующего их действия на пограничный слой воздуха. Кроме того, орошение поверхности обеспечивает промывку воздуха и очистку его от пыли, а если для орошения применять специальные растворы и жидкости — то и очистку от газовых и других загрязнений, в частности от CO_2. При орошении создаются дополнительные возможности регулирования относительной влажности воздуха в помещениях.

Эффективность орошения снижается с ростом величины поверхности и глубины воздухоохладителя по ходу воздуха, так как в этом случае уменьшается относительное влияние дополнительной поверхности в виде капель. При орошении аэродинамическое со-

противление возрастает на 30—70% по сравнению с сопротивлением неорошаемых воздухоохладителей, работающих в том же режиме охлаждения и осушения.

Поверхностные воздухоохладители значительно компактнее контактных, их применение позволяет не только использовать более выгодную систему циркуляции хладоносителя, но и вообще исключить промежуточный хладоноситель, охлаждая воздух кипящим в трубчатых змеевиках хладагентом. При этом уменьшаются начальные затраты и эксплуатационные расходы на кондиционер и холодильную машину. В связи с этим подобные воздухоохладители широко используются в судовых системах комфортного кондиционирования воздуха.

В настоящее время на судах применяются кондиционеры различного типа с разными технологическими схемами обработки воздуха и составом входящих в них элементов. Они имеют различные компоновки и конструкции. Это зависит от назначения кондиционеров, типа судна и рода обслуживаемых ими помещений, источников холода и тепла и системы распределения по судну хладотеплоносителя. Некоторые принципиальные схемы кондиционеров приведены в гл. IV.

В зависимости от взаимного расположения комплекса оборудования для очистки и тепловлажностной обработки воздуха и холодильной машины все кондиционеры можно подразделить на автономные и неавтономные. Автономные кондиционеры в своем составе обязательно имеют холодильную машину и, как отмечалось выше, могут быть местными (КАМ) и групповыми (КАГ). Неавтономные кондиционеры обслуживаются отдельно от них расположенными (нередко на большом расстоянии, в другой части судна) холодильными машинами, причем одна холодильная установка с одним или несколькими компрессорами может обслуживать несколько кондиционеров по системе непосредственного (только фреоновые) или рассольного охлаждения.

Неавтономные кондиционеры в соответствии с классификацией судовых СКВ (см. гл. IV) можно подразделить на центральные, групповые (нередко в литературе и технической документации их называют климатическими станциями) и местные. Центральным (КЦ), в некоторой степени условно, следует считать кондиционер, обслуживающий все помещения или большую группу помещений и имеющий относительно большие воздухо- и холодопроизводительность (равно как и теплопроизводительность), а групповым неавтономным кондиционером (КГ) — кондиционер, имеющий воздухо- и холодопроизводительность несколько меньшие, чем центральный, и обслуживающий относительно небольшую группу помещений. Местные неавтономные кондиционеры (КМ) обычно обслуживают одно помещение и имеют выпускные решетки.

Центральные, групповые и местные неавтономные кондиционеры могут быть круглогодичного, только летнего, или только зимнего кондиционирования, с увлажнением или без увлажнения воздуха в зимнем режиме, с паровыми, водяными или электрическими

нагревателями воздуха, с фреоновыми (КЦ) или рассольными (КЦ, КГ и КМ) воздухоохладителями.

Нередко на судах применяются кондиционеры разных типов (центральные и местные кондиционеры на танкерах типа «Леонардо да Винчи»). На большинстве судов жилые, служебные и общественные помещения обслуживаются системами полного круглогодичного кондиционирования воздуха, а в машинных отделениях (у постов управления) и в камбузном блоке находятся так называемые душирующие установки, представляющие собой теплообменник для охлаждения (летом) и нагрева (зимой) воздуха и самостоятельный вентилятор. Иногда воздух к теплообменникам подается из общей системы вентиляции. Встречаются и другие варианты: наряду с неавтономными на судне применяются и автономные кондиционеры.

Устройство и характеристики неавтономных и автономных кондиционеров, применяемых на судах отечественной и зарубежной постройки, описаны, например, в книгах И. В. Тарабрина [139], Ю. В. Захарова и Л. М. Андреева [77] и в других работах и статьях. Здесь рассматриваются схемы, принципиальное устройство, *конструкции, особенности и некоторые характеристики типичных* современных судовых кондиционеров и их основных элементов.

§ 23
Центральные, групповые и местные неавтономные кондиционеры

Центральные и групповые кондиционеры по устройству практически не отличаются один от другого. Местные кондиционеры вместо патрубков имеют воздухоприемные и выпускные решетки.

Различают одно- и двухканальные (соответственно с одно- и двухступенчатой обработкой воздуха) центральные кондиционеры. Двухканальные кондиционеры в принципе могут быть использованы и в одноканальных системах.

Технологические схемы обработки воздуха, а следовательно, и расположение основных элементов в кондиционерах могут быть различны. Основные из них, наиболее часто встречающиеся в центральных одно- и двухканальных кондиционерах отечественной и зарубежной постройки приведены на рис. 44 и 45.

Кондиционеры могут быть моноблочными, когда в одном корпусе монтируют все основные элементы кондиционера (фильтры, вентиляторы, теплообменники и т. п.), и секционными, составленными из самостоятельных элементов — секций. Достоинства и недостатки каждой из этих конструктивных компоновок кондиционеров подробно рассматриваются в гл. X, а принципиальное устройство и особенности — в этом и следующем параграфах.

Иногда центральные кондиционеры подразделяют на прямоточные и непрямоточные. В первых воздух движется в одном направ-

лении, проходя последовательно все элементы. Во вторых расположение элементов кондиционера таково, что воздух неоднократно изменяет свое направление (сверху вниз, затем снизу вверх, слева направо и т. д.). В таких кондиционерах каплеуловители можно не устанавливать, так как капельная влага из воздуха отделяется при поворотах воздушного потока, например, на 180° и значительном снижении его скорости при этом. Поэтому не во всех схемах кондиционеров на рис. 44 и 45 обозначены каплеуловители (КУ),

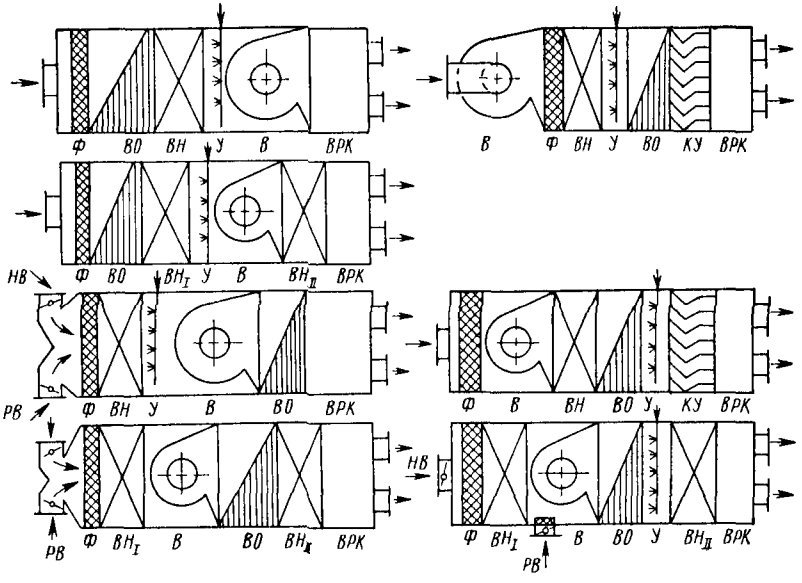


Рис. 44. Основные технологические схемы обработки воздуха в судовых одноканальных центральных кондиционерах.

хотя на схемах условно и не показано изменение направления движения воздуха.

На рис. 46 представлена конструктивная схема группового непрямоточного кондиционера (производства ГДР) для пассажирских теплоходов типа «Иван Франко». Воздух из помещения, где установлен кондиционер, или из подводящего воздухопровода засасывается вентилятором *2* и затем последовательно проходит все элементы кондиционера. Обработанный воздух из воздухораспределительной камеры *6* подается в группы помещений через патрубки *4*.

В кондиционере осуществляется одноступенчатая тепловлажностная обработка воздуха: зимой — в двухсекционном водяном нагревателе *8* и увлажнительной камере *14*, летом — в рассольном воздухоохладителе *7*. Производительность этих кондиционеров по воздуху находится в пределах $V_в = 0{,}72 \div 1{,}55$ м³/с, напор вентиляторов — около 5000 Па. Пневматическая система автоматики

обеспечивает поддержание заданных параметров воздуха за кондиционером, а также в общественных помещениях (ресторанах, салонах, барах и т. п.). На линиях пара и горячей воды установлены двухходовые пневмоклапаны «Клориус», а на рассольной — трехходовой пневмоклапан, который регулирует подачу рассола в воздухоохладитель и, минуя его (через байпас).

На рыбопромысловых и других судах получили применение центральные моноблочные непрямоточные кондиционеры отечественной конструкции типа КЦВ 19/17, имеющие на номинальном режиме $V_в$=0,53 м³/с (1900 м³/ч), избыточный напор за кондиционером 1660 Па (170 мм вод. ст.). Устройство такого кондиционера показано на рис. 47. Он предназначен для круглогодичной одноступенчатой тепловлажностной обработки воздуха в одноканальной прямоточной СКВ.

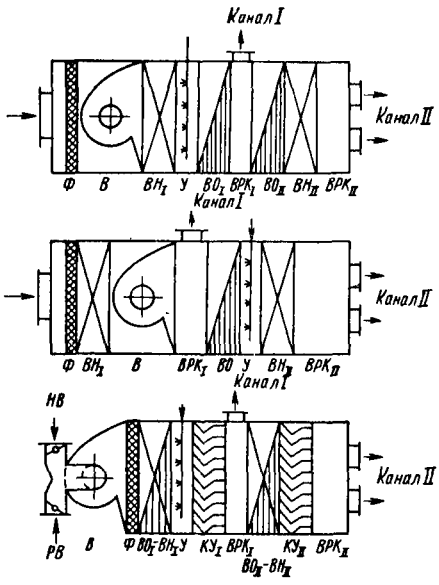


Рис. 45. Принципиальные технологические схемы обработки воздуха в судовых двухканальных центральных кондиционерах.

Воздух из помещения кондиционеров электровентилятором *1* (марки 2ОЦС-34) подается в первичную камеру шумоглушения *2*. Нагнетательный патрубок вентилятора присоединен к камере через резиновую эластичную диафрагму. Пройдя через сетчатый масляный фильтр *3*, воздух поступает в основную часть кондиционера и проходит сверху вниз через рассольный ребристый двенадцатирядный воздухоохладитель *4*, под которым расположен паровой увлажнитель *5*. В поддоне корпуса кондиционера воздух изменяет направление движения, затем, перемещаясь снизу вверх, проходит паровой ребристый двухрядный воздухонагреватель 7 и выходит во вторичную камеру глушения (воздухораспределительную) *8*. Нижняя часть поддона для сбора выпавшего из воздуха конденсата закрыта сеткой, в ней имеется дренажная трубка *6* для отвода конденсата. Из воздухораспределительной камеры обработанный воздух отводится в судовую систему через два прямоугольных патрубка сечением 150×220 мм с фланцами, один из которых расположен на боковой стенке кондиционера, а второй — в его верхней части.

Для удобства монтажа, ремонта и осмотра узлов, размещенных внутри корпуса кондиционера, предусмотрены съемные крышки: три передние, две задние и три боковые.

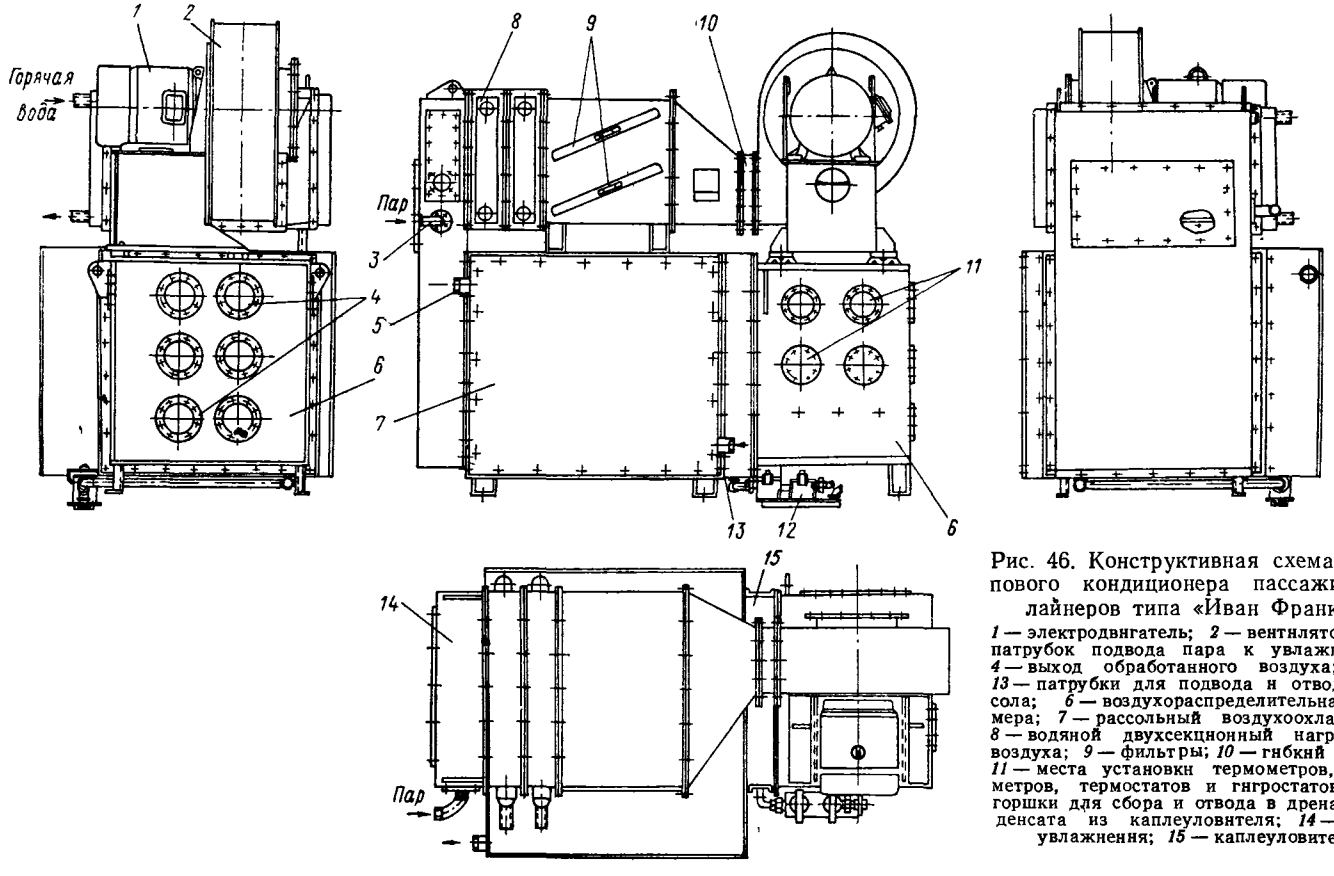


Рис. 46. Конструктивная схема группового кондиционера пассажирских лайнеров типа «Иван Франко».

1 — электродвигатель; *2* — вентилятор; *3* — патрубок подвода пара к увлажнителю; *4* — выход обработанного воздуха; *5* и *13* — патрубки для подвода и отвода рассола; *6* — воздухораспределительная камера; *7* — рассольный воздухоохладитель; *8* — водяной двухсекционный нагреватель воздуха; *9* — фильтры; *10* — гибкий рукав; *11* — места установки термометров, гигрометров, термостатов и гигростатов; *12* — горшки для сбора и отвода в дренаж конденсата из каплеуловителя; *14* — камера увлажнения; *15* — каплеуловитель.

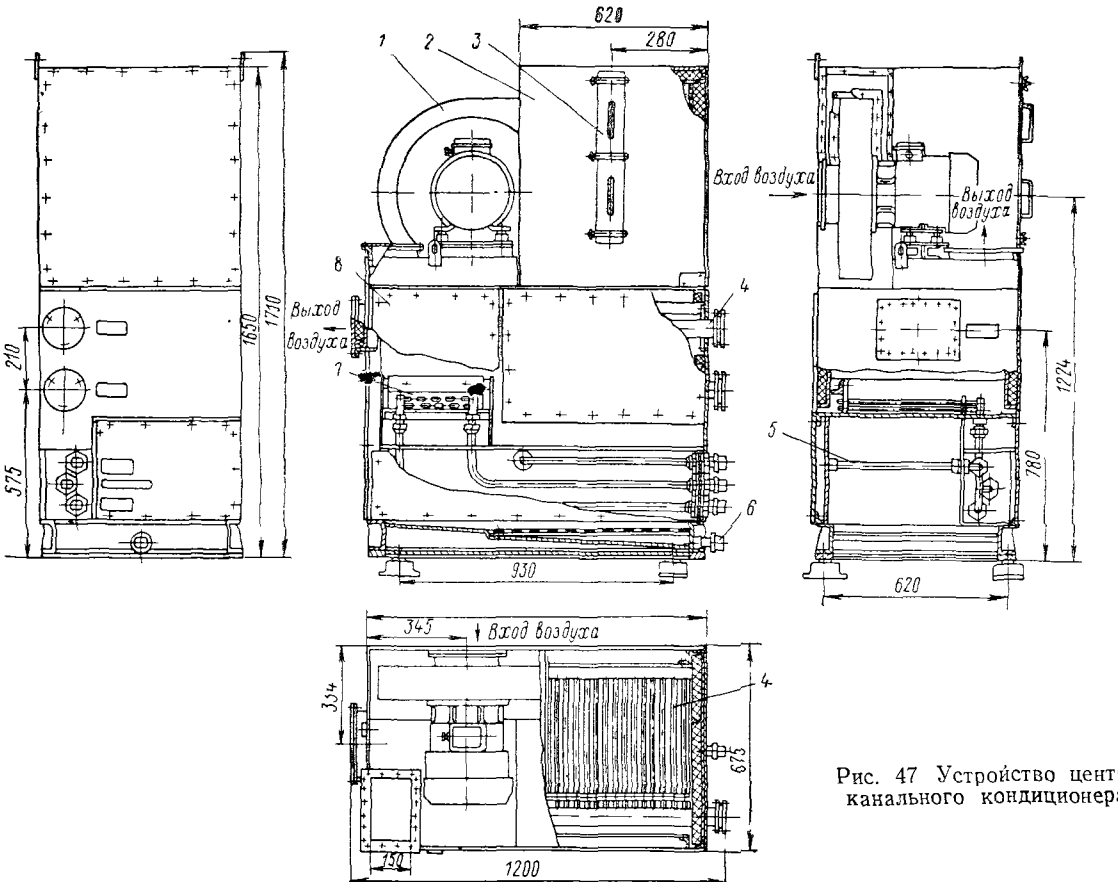


Рис. 47 Устройство центрального одноканального кондиционера КЦВ 19/17.

В помещение кондиционеров (их два) наружный воздух подводится по специальному воздухопроводу через фильтр и паровой нагреватель, в котором он подогревается зимой до температуры 15° С, а затем поступает в кондиционер. Таким образом, расчетные параметры воздуха на входе в кондиционер: летом $t_{в1}=32°$ С, $\varphi_{в1}=85\%$; зимой $t_{в1}=15°$ С, $\varphi_{в1}=10\%$. На выходе из кондиционера воздух имеет следующие параметры: летом $t_{в2}=13°$ С, $\varphi_{в2}=100\%$; зимой $t_{в2}=40°$ С, $\varphi_{в2}=15\%$. Холодопроизводительность кондиционера на спецификационном режиме $Q_{ок}=38{,}4$ кВт (33000 ккал/ч), при этом температура рассола на входе в воздухоохладитель с поверхностью

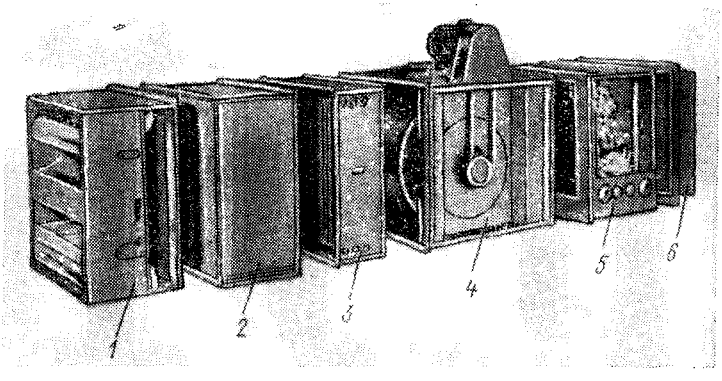


Рис 48. Судовой центральный одноканальный секционный кондиционер шведской фирмы Свенска Флектфабрикен.

1 — смесительная камера с фильтром; *2* — глушитель; *3* — воздухонагреватель; *4* — вентилятор; *5* — воздухоохладитель непосредственного испарения фреона; *6* — воздухораспределительиая камера.

теплообмена 35,8 м² равна 4° С, а на выходе составляет 10,5° С, его рабочее давление 0,5 МПа и расход 1,75 кг/с, сопротивление по рассолу 29,4 кПа. Теплопроизводительность кондиционера 16,3 кВт (14000 ккал/ч), расход пара давлением 0,5 МПа на нагревание $5{,}56\cdot10^{-3}$ кг/с (20 кг/ч), а на увлажнение $3{,}33\cdot10^{-3}$ кг/с (12 кг/ч). Поверхность теплообмена воздухонагревателя 1,3 м². Электродвигатель вентилятора типа АОМ41-2 работает на переменном токе частотой 50 Гц напряжением 220 или 380 В и потребляет из сети мощность 3,4 кВт. Кондиционер имеет систему пневмоавтоматики.

Корпус кондиционера, его крышки и вентилятор изготовлены из алюминиево-магниевого сплава АМг5В и АМг3Н. Изнутри корпус и крышки покрыты тепло-звукоизоляцией из капронового волокна марки ВТ-4 и поропласта полиуретанового марки А. Кондиционер устанавливают на амортизаторах типа АКСС-И.

На рис. 48 показан общий вид разъединенных секций судового центрального прямоточного секционного одноканального кондиционера шведской фирмы Свенска Флектфабрикен.

Конструктивная схема и общий вид центральных двухканальных высоконапорных кондиционеров секционной компоновки,

применяемых на танкерах типа «София», представлены на рис. 49. Один такой кондиционер ($V_в = 1{,}33$ м³/с) установлен в средней надстройке судна и два ($V_в = 1{,}33$ и $1{,}86$ м³/с) — в кормовой.

Наружный воздух в смеси с рециркуляционным подается в кондиционер электровентилятором *2* с напором 4650 Па (использованы вентиляторы 48ЦС-48 и 67ЦС-48) через сетчатый масляный фильтр *18*. В качестве первичного *5* и вторичного *10* теплообменников использованы нормализованные охладители воздуха ОВП-36,

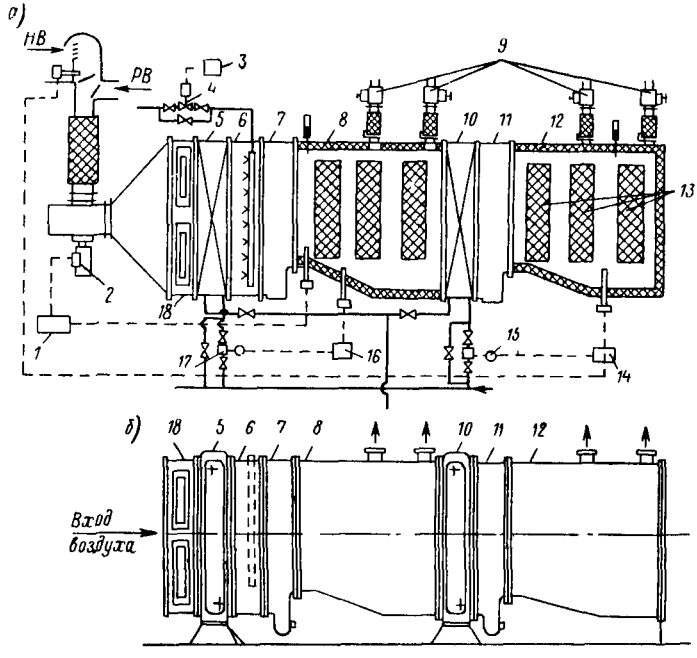


Рис. 49. Конструктивная схема (*а*) и общий вид (*б*) центрального двухканального секционного высоконапорного кондиционера для танкеров типа «София».

поставляемые комплектно с каплеуловителями (каплеуловитель *7* первого теплообменника установлен за увлажнительной камерой *6*, а каплеуловитель *11* второго теплообменника — за ним). Воздухораспределительные камеры *8* и *12* облицованы изнутри поролоном. Кроме того, в камерах установлены дополнительные глушители шума в виде ребер *13*, которые также облицованы поролоном.

В первичной камере *8* автоматически (с помощью пропорционально-шагового регулятора температуры *16* типа РТК-3 и клапана *17* с электроприводом ПР-1) поддерживается температура воздуха в летнее и зимнее время 18—20° С. Во вторичной камере *12* (с помощью дифференциального пропорционально-шагового регулятора температуры *14* типа РТК-Д и клапана *15*) в летний период времени температура воздуха поддерживается постоянной и равной 12° С, а в зимний период — от 24 до 40° С в зависимости от

изменения температуры наружного воздуха. Кроме того, в первичной камере установлен датчик термореле *1* (ТРК-3), настроенного на температуру 9—10° С и предназначенного для защиты первичного теплообменника *5* от размораживания в зимнее время года. Если по каким-либо причинам температура воздуха в первичной камере понижается до 8—10° С, то с помощью реле *1* отключается электровентилятор *2*.

К теплообменникам подводится пресная вода, нагреваемая в зимнее время года в подогревателе забортной воды ПЗВ-0,9

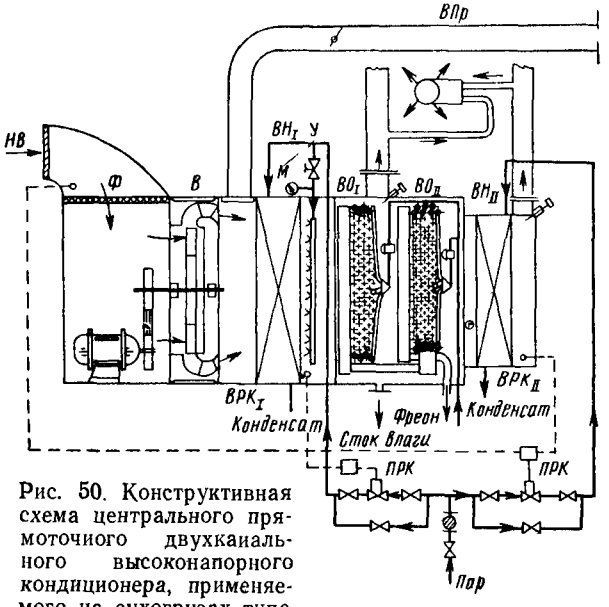


Рис. 50. Конструктивная схема центрального прямоточного двухканального высоконапорного кондиционера, применяемого на сухогрузах типа «Муром».

с помощью пара и охлаждаемая летом в холодильных машинах. Относительная влажность воздуха в помещениях около 50% зимой поддерживается с помощью датчика влажности *3* типа ДВ-1, установленного в коридоре жилых помещений, и электромагнитного клапана *4* на трубопроводе подачи пара к увлажнителю *6*. Для равномерности распределения воздуха по помещениям в кондиционерах использованы регуляторы статического давления *9*, установленные на патрубках подачи воздуха в каналы *I* и *II*.

На рис. 50 показана конструктивная схема центрального прямоточного двухканального высоконапорного кондиционера, применяемого на сухогрузных судах типа «Муром» (постройки ПНР). Всего на судне два таких кондиционера: левого и правого борта ($V_в$=1,22 и 1,26 м³/с). На первых судах этой серии установлены кондиционеры «Хи-пресс» датского производства, а на последующих (т/х «С. Маршак» и др.) — подобные кондиционеры польского изготовления (установка «Климат»).

В кондиционере предусмотрена двухступенчатая обработка наружного воздуха в летнем и зимнем режимах. В нем применены: воздушный фильтр $Ф$ фирмы Вилидон типа Р 15/500; центробежный прямоточный вентилятор $В$ с электродвигателем (n=2900 об/мин; потребляемая мощность N=7,4 кВт); паровые воздухонагреватели $ВН_{I}$ и $ВН_{II}$ первой и второй ступени; паровое увлажнительное устройство $У$; фреоновые (Ф-12) ребристые воздухоохладители $ВО_{I}$ и $ВО_{II}$ первой и второй ступени холодопроизводительностью 39,6—44,3 кВт при температуре кипения t_0=7° С.

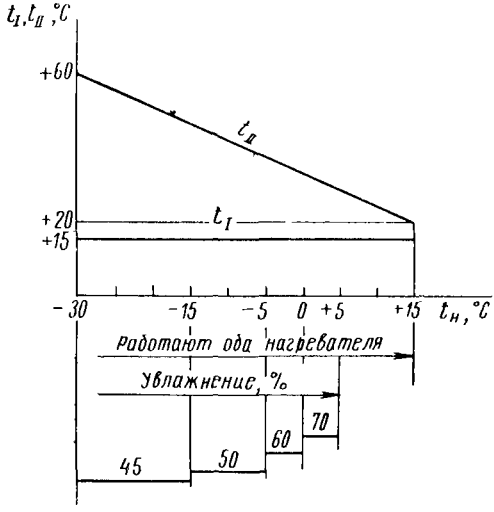


Рис. 51. Зависимость температуры и влажности обработанного в кондиционере воздуха от наружной температуры.

Подача пара на воздухонагреватели и увлажнитель регулируется автоматическими клапанами ПРК типа «Клориус» с помощью соответствующих терморегуляторов. Каждый кондиционер обслуживает по четыре группы судовых помещений. Кондиционеры левого и правого борта соединены между собой воздухопроводами $ВП_{р}$ через патрубки в районе $ВРК_{I}$. Это сделано для возможности подачи воздуха во все помещения судна в случае выхода из строя вентилятора одного из кондиционеров. Габарит кондиционера (без труб, патрубков и т. п.) 3600×1250×1400 мм.

Система автоматики кондиционеров предусматривает следующие режимы его работы: при температуре наружного воздуха $t_н$<15° С — зимний (нагрева); при $t_н$=15÷25° С — вентиляции; при $t_н$>25° С — охлаждения. При этом температура t_I воздуха за $ВН_{I}$ в зимнем режиме поддерживается равной 15° С, температура t_{II} за $ВН_{II}$ составляет 20—60° С в зависимости от температуры $t_н$ (рис. 51, на котором, кроме того, показана относительная влажность подогретого воздуха, %, измеренная гигрометром, установленным перед $ВН_{II}$). При $t_н$=—30° С в помещениях поддерживаются (по проекту) $t_п$=18° С и $\varphi_п$=40÷50%, а в летнем режиме $t_п$=26÷30° С и $\varphi_п$=55÷44% соответственно при $t_н$=30÷40° С и $\varphi_н$=90÷40%.

На судах последних лет постройки, например, на сухогрузных теплоходах типа «Славянск», «Капитан Кушнаренко», «Калининград», танкерах типа «Великий Октябрь», применены отечественные центральные моноблочные кондиционеры «Экватор» с воздухо-

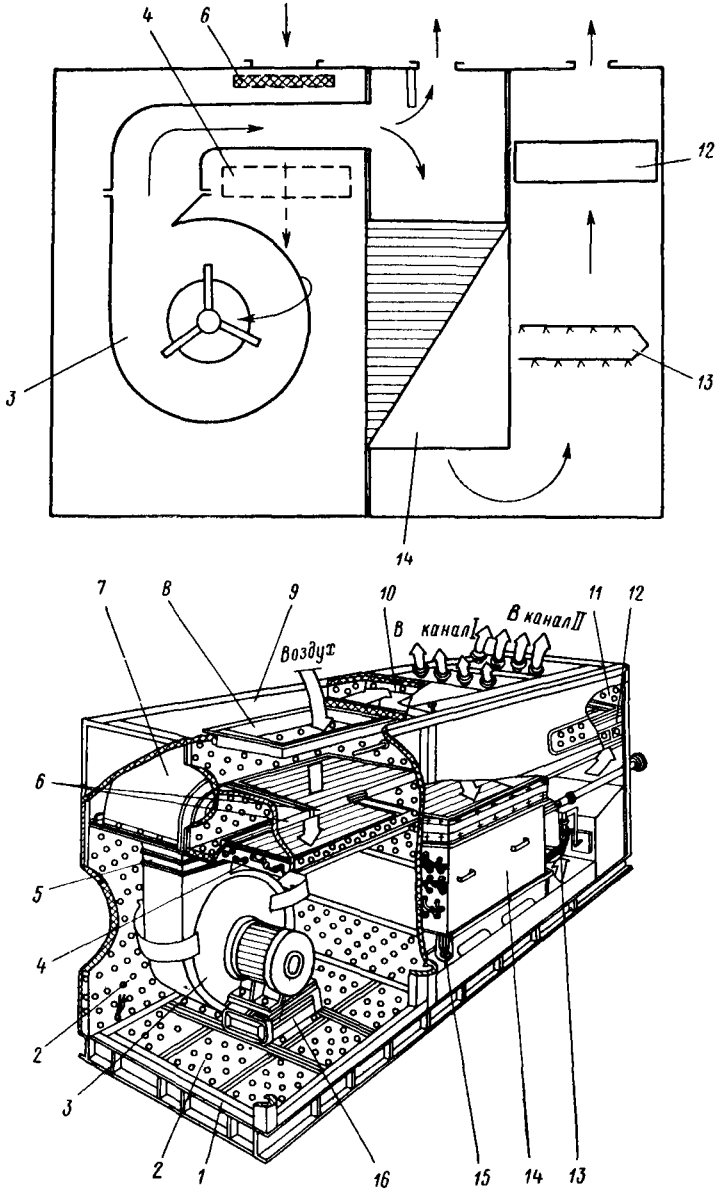


Рис. 52. Устройство судового центральиого кондициоиера «Экватор».

охладителем непосредственного испарения (Ф-12). Эти кондиционеры автоматизированные, средненапорные (на границе среднего и высокого давления), производительностью по воздуху 1,55 м³/с (5600 м³/ч), с полным избыточным его давлением на выходе 1860 Па (190 мм вод. ст) предназначены для круглогодичной тепловлажностной обработки воздуха в двух- и одноканальных прямоточных или с частичной рециркуляцией системах судового кондиционирования воздуха. Максимальная производительность первого канала составляет 0,78 м³/с (2800 м³/ч), второго — 1,55 м³/с (5600 м³/ч).

Система пневмоавтоматики кондиционера работает только в зимнем режиме и обеспечивает при $t_н = -25°$ С и $\varphi_н = 85\%$ поддержание температуры воздуха с точностью 1,5° С: постоянной и равной 18° С на входе в первый канал, а на входе во второй канал — регулируемой в зависимости от температуры наружного воздуха (по закону $t_{II} \approx 28{,}5 - 0{,}58\ t_н$). Нормальная работа кондиционера в летнем режиме при изменении тепловой нагрузки обеспечивается регулированием производительности холодильной машины. При $t_н = 34°$ С и $\varphi_н = 80\%$ поддерживаются $t_I = 40°$ С ($\varphi_I = 55\%$) и $t_{II} = 11°$ С ($\varphi_{II} = 95\%$).

Номинальная холодопроизводительность кондиционера 136 кВт (117 тыс. ккал/ч), а его теплопроизводительность 154 кВт (133 тыс. ккал/ч) при суммарном расходе пара на нагрев 0,072 кг/с (260 кг/ч) и на увлажнение 0,0125 кг/с (45 кг/ч). Мощность, потребляемая электровентилятором, 11 кВт. Общий уровень воздушного шума на нагнетании кондиционера 75 дБ.

Устройство кондиционера «Экватор» показано на рис. 52. Кондиционер состоит из жесткого неразъемного сварного каркаса *1*, изготовленного из профилей и листов алюминиево-магниевого сплава, которые изолированы изнутри эластичным полиуретановым пенопластом и капроновым волокном и обшиты перфорированными листами *2*. В каркас вмонтированы сетчатый масляный противопыльный фильтр *6*; паровой воздухонагреватель первой ступени *4*; электровентилятор *3*; воздухоохладитель непосредственного испарения (Ф-12) *14*; паровой увлажнитель *13*; паровой воздухонагреватель второй ступени *12*. Для удобства обслуживания кондиционер имеет съемные крышки, для транспортировки — четыре грузовых винта. С фронтальной стороны вмонтирован блок системы автоматического регулирования (САР) кондиционера, который закрыт крышкой, имеющей смотровое окно для контроля за режимом работы кондиционера. Всасывающий патрубок *8* и нагнетательные патрубки каналов *I* и *II* (по четыре патрубка на канал) расположены на верхней стенке кондиционера. При работе кондиционера в одноканальной системе патрубки канала *I* должны быть заглушены.

Для снижения шума служат активно-реактивные глушители лабиринтного и камерного типов, в которых в качестве шумопоглощающего материала (тепло-звукоизоляции) применен пенопласт полиуретановый эластичный самозатухающий.

Воздух входит в кондиционер через патрубок *8*, движется сверху вниз, где по его ходу установлены секционный противопыльный фильтр *6* и воздухонагреватель первой ступени *4*, и попадает в камеру электровентилятора *3*. Затем он нагнетается вентилятором через направляющий аппарат *7* в камерный глушитель *9*, откуда поступает в разделительную камеру *10*. После лабиринтного шумоглушителя, вертикально установленного в разделительной камере, производится отбор воздуха в канал *I* СКВ. Остальной воздух поступает в воздухоохладитель *14*, рассчитанный на охлаждение 100% расхода воздуха. Пройдя воздухоохладитель, воздух поступает в пространство над поддоном кондиционера, где поворачивает на 180° и последовательно при движении снизу вверх проходит увлажнитель *13* и воздухонагреватель второй ступени *12*. Затем он поступает в конечный камерный глушитель *11*, откуда направляется в четыре патрубка канала *II* СКВ.

В кондиционере установлен электровентилятор 56ЦС-34, электродвигатель которого через промежуточную плиту и амортизаторы АКСС-40И прикреплен к своему фундаменту *16*. Нагнетающий патрубок вентилятора присоединен к корпусу кондиционера и направляющему аппарату *7* через резиновый патрубок *5* (поз. *15* на рис. 52 показано крепление воздухоохладителя к фундаменту кондиционера). Более подробное описание и характеристики кондиционера и его элементов приведены в работе [77].

Разработаны отечественной промышленностью и устанавливаются на судах, в частности на рыбообрабатывающей плавбазе «Восток», центральные кондиционеры КЦВД 19/28, КЦВД 30/28 и КЦВД 48/28. Их устройство аналогично устройству кондиционера «Экватор», с той лишь разницей, что они имеют рассольные воздухоохладители и вентиляторы с более высоким напором (соответственно 19ЦС-48, 30ЦС-48 и 48ЦС-48). Кроме того, воздухонагреватель второй ступени расположен не во вторичной воздухораспределительной камере, а под ней, непосредственно на входе в камеру; воздухораспределительные камеры обоих каналов имеют по три патрубка (вместо четырех). Характеристики этих кондиционеров приведены, в частности, в работе [77].

На базе кондиционеров «Экватор» и КЦВД для одно- и двухканальных систем разработан ряд одинаковых по конструкции моноблочных судовых центральных кондиционеров «Бриз», «Пассат» и «Муссон», например, «Бриз-19», «Пассат-30» и т. д., где цифры обозначают уменьшенную в 100 раз производительность кондиционера в м³/ч. Избыточный напор воздуха у этих кондиционеров составляет 1960—3430 Па (200—350 мм вод. ст.), а производительность 0,53; 0,83; 1,33; 1,55; 1,86 м³/с (1900; 3000; 4800; 5600; 6700 м³/ч), что позволяет обеспечить центральными кондиционерами большое число различных судов. В канал *I* воздуха может поступать до 50%, а в канал *II* — до 100% общей производительности кондиционера. Воздухоохладители рассчитаны на охлаждение 100% расхода воздуха.

Различные названия кондиционеров приняты в соответствии с их модификацией по хладо- и теплоносителю: «Бриз» — Ф-12 и пар; «Пассат» — вода и пар; «Муссон» — вода и вода. Увлажнение воздуха во всех кондиционерах производится паром. Как и другие отечественные кондиционеры (КЦВ, КЦВД, «Экватор»), они выпускаются левой и правой моделей: если смотреть на фронтальную сторону (сторону обслуживания), фланцы и патрубки для тепло-хладоносителей у первой модели — справа, у второй — слева.

Схема движения воздуха и принципиальное конструктивное устройство этих кондиционеров такие же, как и кондиционеров типа «Экватор» и КЦВД; это на примере кондиционера «Пассат-67» показано на рис. 53, а их основные характеристики приведены в работе [77]. Все кондиционеры этого ряда рассчитаны на обработку наружного воздуха с параметрами, соответствующими судам с неограниченным районом плавания (включая тропики): летом $t_н = 32°$ С и $\varphi_н = 80\%$, зимой $t_н = -25°$ С и $\varphi_н = 80\%$; при этом параметры воздуха на выходе из кондиционера: $t_I = 37°$ С, $\varphi_I = 60\%$ — летом и $t_I = 18°$ С, $\varphi_I = 5\%$ — зимой; $t_{II} = 11°$ С, $\varphi_{II} = 95\%$ — летом и $t_{II} = 45°$ С, $\varphi_{II} = 12\%$ — зимой.

Кондиционеры типов «Бриз», «Пассат» и «Муссон» выпускаются как в обычном, так и в морском тропическом исполнении; они могут быть укомплектованы пневматической или электромеханической САР, либо регуляторами прямого действия.

На рис. 54 показано устройство центрально-группового кондиционера с форсуночной камерой, примененного на пассажирских дизель-электроходах «Ленин» и «Советский Союз». Смесь свежего и рециркуляционного воздуха через впускной патрубок — короб *1* и паровой воздухонагреватель первой ступени *3* (марки КФС-5 с поверхностью нагрева 20,9 м²) или, минуя последний, поступает в камеру орошения кондиционера. Дождевальное устройство *13* камеры орошения состоит из 48 центральных форсунок, показанных на рис. 55. Подаваемая насосом холодная (летом) или теплая (зимой) вода под давлением 0,2—0,3 МПа разбрызгивается форсунками в воздушном потоке. Охлажденный и осушенный (летом) или подогретый и увлажненный (зимой) в камере воздух далее проходит через каплеуловитель *14* (рис. 54) и вентилятором *10* подается через $ВН_{II}$ *19* (марки КФС-5) или, минуя его, в обслуживаемые помещения.

Всего на судне установлено девять таких кондиционеров. Производительность и напор вентиляторов пяти кондиционеров соответственно равны 2,5 м³/с (каждый) и 2160 Па, а остальных четырех кондиционеров — 2,08 м³/с и 1175 Па. Более подробное описание установок кондиционирования воздуха на дизель-электроходах «Ленин» и «Советский Союз», их автоматизации и опыта эксплуатации приводится в работах [58, 60]. Там же рассмотрены установки кондиционирования с воздушными турбодетандерами, примененные на пассажирских турбоходах с подводными крыльями типа «Буревестник».

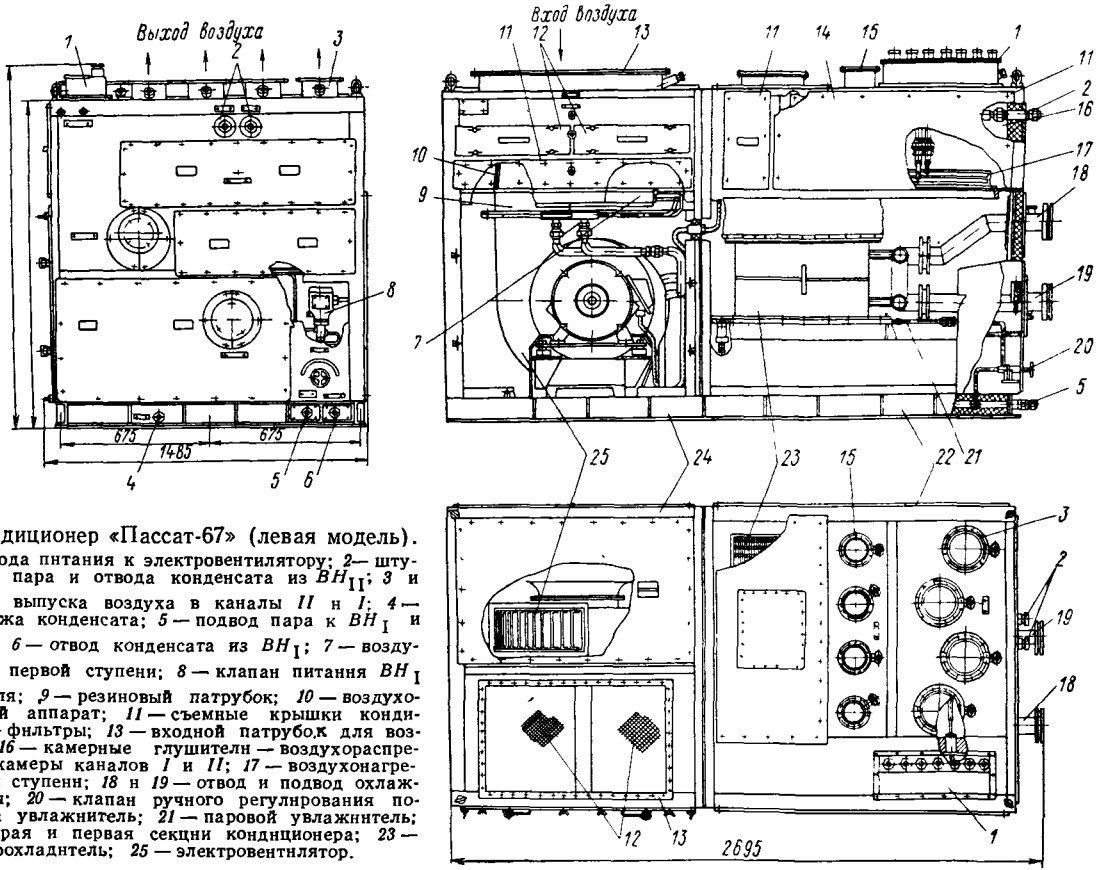


Рис. 53. Кондиционер «Пассат-67» (левая модель).
1 — блок подвода питания к электровентилятору; *2*— штуцеры подвода пара и отвода конденсата из $ВН_{II}$; *3* и *15* — патрубки выпуска воздуха в каналы *II* и *I*; *4* — штуцер дренажа конденсата; *5* — подвод пара к $ВН_{I}$ и увлажнителю; *6* — отвод конденсата из $ВН_{I}$; *7* — воздухонагреватель первой ступени; *8* — клапан питания $ВН_{I}$ и увлажнителя; *9* — резиновый патрубок; *10* — воздухонаправляющий аппарат; *11* — съемные крышки кондиционера; *12* — фильтры; *13* — входной патрубок для воздуха; *14* и *16* — камерные глушители — воздухораспределительные камеры каналов *I* и *II*; *17* — воздухонагреватель второй ступени; *18* и *19* — отвод и подвод охлаждающей воды; *20* — клапан ручного регулирования подачи пара на увлажнитель; *21* — паровой увлажнитель; *22* и *24* — вторая и первая секции кондиционера; *23* — воздухоохладитель; *25* — электровентилятор.

Система кондиционирования воздуха с местными кондиционерами применена, например, на рыболовных морозильных траулерах типа «Тропик» постройки ГДР. Всего на судне 69 местных кондиционеров, в том числе 63 смонтированы на переборках и 6 — на подволоке помещений. Устройство кондиционера, монтируемого на переборке, показано на рис. 56. Воздух, забираемый

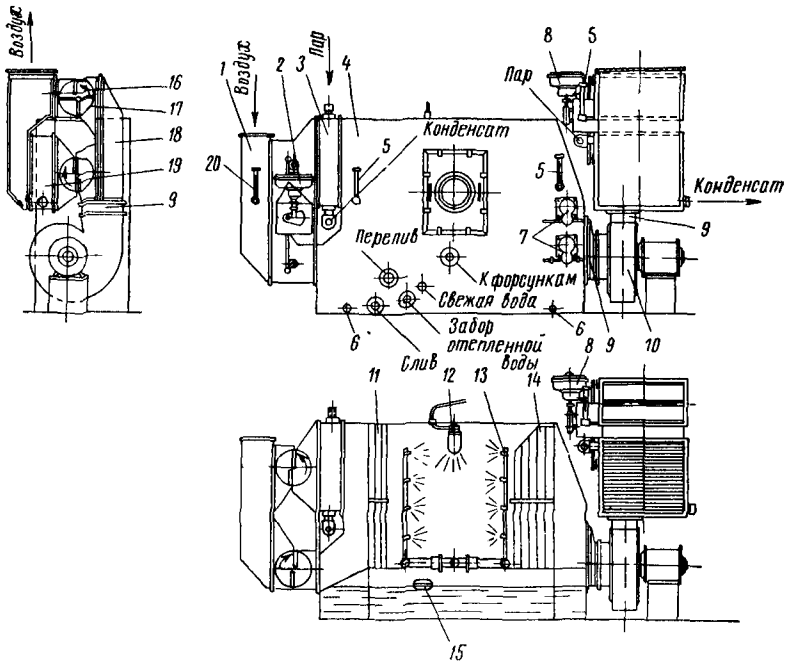


Рис. 54. Устройство судового форсуночного кондиционера.

1 и *16* — впускной и выпускной патрубки — коробы; *2* и *8* — пневматические регуляторы заслонок воздухонагревателей; *3* и *19* — воздухонагреватели первой и второй ступеней; *4* — корпус кондиционера; *5* — термометр со шкалой 0—50° С; *6* — спускная пробка; *7* — дилатометрические термо- и влагорегуляторы ДР-3; *9* — гибкий амортизационный патрубок; *10* — электровентилятор; *11* — направляющий аппарат; *12* — светильник; *13* — дождевальное устройство; *14* — каплеуловитель (элиминатор); *15* — поплавковое устройство для регулирования подачи свежей воды из водопроводной магистрали в поддон в холодное время (для увлажнения); *17* — выпускная заслонка; *18* — перепускной короб; *20* — термометр со шкалой —25÷+50° С

через нижнюю решетку в съемной крышке *1*, проходит через теплообменник *4*, электровентилятор *2* (с двумя крылатками) и выпускается в помещение через решетку *3* (поз. *5* обозначен поддон).

Обшивка кондиционера с внутренней стороны изолирована пробкой (тепловая защита) и тканью РС (звуковая защита), толщина слоя 20 мм.

Система кондиционирования рассчитана так, что летом при температуре наружного воздуха 45° С в помещениях поддерживается температура 30° С, а зимой при $t_н = -35°$ С обеспечивается $t_п = 17°$ С.

В теплообменник кондиционера поступает вода с температурой 6° С летом и 50° С зимой. Индивидуальное регулирование температурного режима в помещении осуществляется путем изменения количества циркулирующей через теплообменник кондиционера воды и частоты вращения вентилятора.

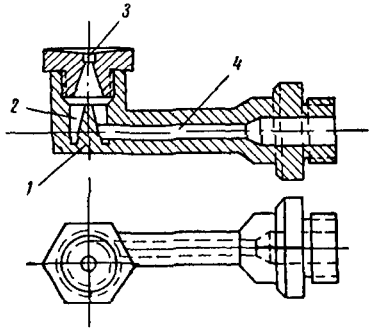


Рис. 55. Форсунка центробежного типа.

1 — конус; *2* — цилиндрическая камера; *3* — выходное отверстие диаметром 3 мм; *4* — подводящий канал.

В качестве еще одного примера судовых местных неавтономных кондиционеров на рис. 57 показаны устройство (*а*) и внешний вид (*б*) кондиционера воздухопроизводительностью 0,166 м³/с (600 м³/ч) отечественного производства. Кондиционер предназначен для работы в трех режимах: а) охлаждения с осушением; б) нагрева с осушением; в) нагрева воздуха. Хладоносителем в нем служит вода. Характеристики кондиционера на спецификационном режиме работы: температура и относительная влажность воздуха на входе соответственно 22° С и 60%, на выходе $t_{в2}=11{,}5\div12{,}0$° С, $\varphi_{в2}=87\div90$% в режиме охлаждения и $t_{в2}=21\div23$° С, $\varphi_{в2}=44\div45$% в режиме нагрева с осушением; холодопроизводительность $Q_{0к}=3{,}25$ кВт при расходе воды $G_w=0{,}21$ кг/с

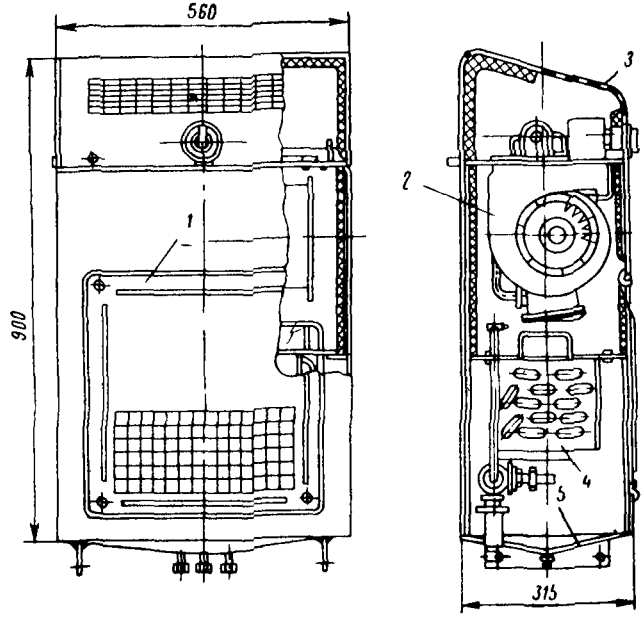


Рис. 56 Неавтономный местный кондиционер, применяемый на судах типа «Тропик».

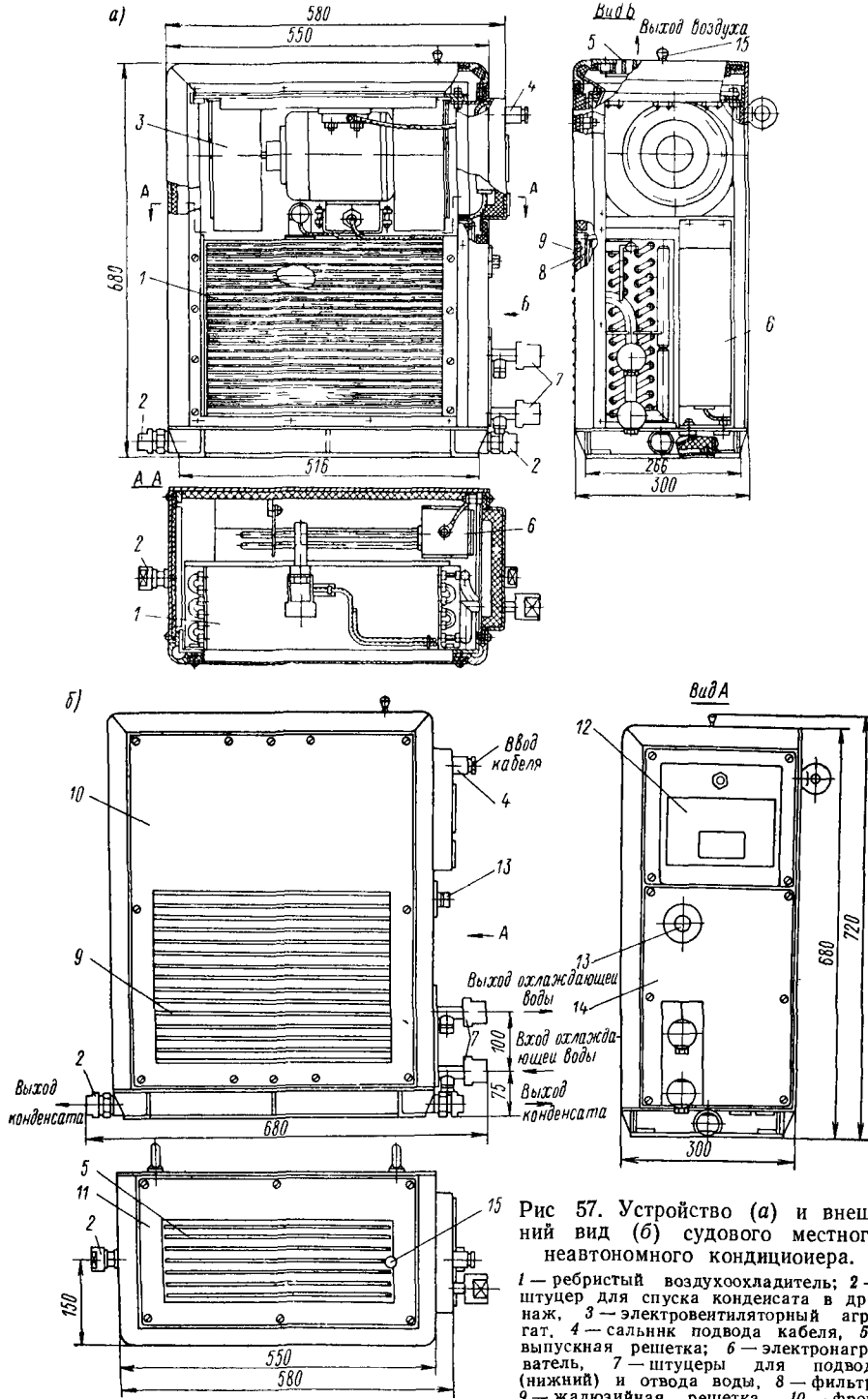


Рис 57. Устройство (*а*) и внешний вид (*б*) судового местного неавтономного кондиционера.

1 — ребристый воздухоохладитель; *2* — штуцер для спуска конденсата в дренаж, *3* — электровентиляторный агрегат, *4* — сальник подвода кабеля, *5* — выпускная решетка; *6* — электронагреватель, *7* — штуцеры для подвода (нижний) и отвода воды, *8* — фильтр, *9* — жалюзийная решетка, *10* — фронтальная крышка, *11* — верхняя крышка, *12* — клеммная коробка; *13* — пробка для выпуска воздуха из водяной полости воздухоохладителя, *14* — боковая крышка, *15* — рукоятка

и ее температуре $t_{w_1}=6°$ С и $t_{w_2}=9{,}6°$ С; теплопроизводительность $Q=2{,}32$ кВт; потребляемая электрическая мощность 2,4 кВт, в том числе 2,2 кВт — электронагревателем; уровень шума вокруг кондиционера 70 дБ.

Воздух, поступающий через нерегулируемую жалюзийную решетку *9*, последовательно проходит сетчатый (два слоя капроновой сетки) фильтр *8*, ребристый воздухоохладитель *1* (полная поверхность теплообмена 13,6 м²), электронагреватель *6* и попадает в камеру электровентиляторного агрегата *3*, имеющего две крылатки на концах вала электродвигателя. Затем он с помощью вентиляторов подается в помещение через выпускную решетку *5*. Положение элементов выпускной решетки может изменяться с помощью специальной рукоятки *15* для изменения направления движения выпускаемого воздуха.

Отечественной судостроительной промышленностью выпускаются неавтономные местные кондиционеры аналогичной конструкции и с большей воздухо-, хладо- и теплопроизводительностью.

§ 24
Автономные кондиционеры

Принципиальная технологическая схема обработки воздуха и процессы изменения его состояния в автономном кондиционере были рассмотрены выше (§ 17, рис. 29 и 30). Как отмечалось, все автономные кондиционеры подразделяются на местные и групповые.

На рис. 58 представлены схемы конструктивной компоновки судовых местных и групповых автономных кондиционеров отечественной разработки.

Одним из первых промышленных образцов отечественных судовых местных автономных кондиционеров является кондиционер «Климат-4», применяемый как на судах («Академик Книпович», тунцеловные суда и др.), так и в стационарной практике (больницах, приемных и т. п.). На рис. 59 показаны его схема компоновки (*а*) и общий вид (*б*). По высоте кондиционер разделен на три отсека: машинный, в котором установлены герметичный компрессор *2*, работающий на Ф-22, и горизонтальный кожухотрубный конденсатор *1*; воздухообрабатывающий, где смонтированы фильтр *9*, воздухоохладитель *4* и электрический воздухонагреватель *5*; вентиляторный, в котором находятся электровентилятор *6* и увлажнительное устройство *7*.

Все узлы помещены в жестком каркасе, который закрывается съемными крышками, оклеенными изнутри эластичным полиуретановым поропластом (тепло-звукоизоляция) и покрытыми снаружи эмалью МЛ-25. Штуцеры трубопроводов для подвода и отвода воды ($Д_у20$), отвода конденсата из поддона воздухоохладителя, сальники для ввода питающего кабеля и кабеля от пульта датчиков, а также патрубок *3* свежего воздуха размещены на задней

стенке кондиционера. Ручка заслонки *11* наружного воздуха находится на боковой стенке, а пульт управления *12* и решетка *10* рециркуляционного воздуха — на передней. На верхней крышке размещены решетки *8* для выпуска обработанного воздуха, причем передняя решетка имеет поворотные жалюзи, что позволяет изменять направление потока воздуха.

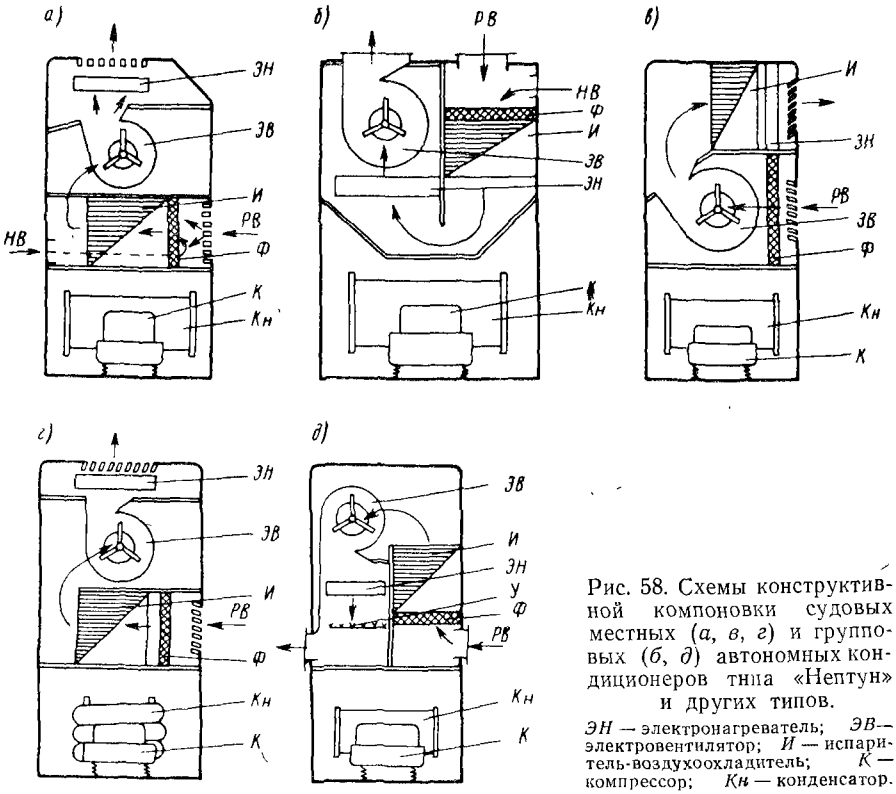


Рис. 58. Схемы конструктивной компоновки судовых местных (*а*, *в*, *г*) и групповых (*б*, *д*) автономных кондиционеров типа «Нептун» и других типов.

ЭН — электронагреватель; *ЭВ* — электровентилятор; *И* — испаритель-воздухоохладитель; *К* — компрессор; *Кн* — конденсатор.

Воздушный тракт кондиционера выполнен так, что при сопротивлении трубопровода наружного воздуха, равном 80 Па, обеспечивается заданное соотношение между количеством свежего и рециркуляционного воздуха (соответственно 0,08 и 0,34 м³/с). Производительность электровентилятора (центробежного двустороннего всасывания с наружным ротором) — 0,42 м³/с, а напор — 300 Па.

Расчетные характеристики кондиционера: рабочая холодопроизводительность (при $t_0=7°$ С и $t_к=40°$ С) 4,7 кВт; параметры наружного воздуха $t_н=32°$ С, $\varphi_н=80\%$ — летом, $t_н=-25°$ С, $\varphi_н=85\%$ — зимой; параметры воздуха в помещении $t_п=27°$ С, $\varphi_п=60\%$ — летом, $t_п=21°$ С, $\varphi_п=50\%$ — зимой; температура забортной воды равна 30° С.

Работа кондиционера полностью автоматизирована; он может поддерживать заданную температуру в помещении в пределах 20—30° С. При этом влажность воздуха будет соответствовать комфортной зоне ($\varphi_п = 40 \div 60\%$).

Мощность, потребляемая из сети кондиционером в режимах: охлаждения — 1,9 кВт; нагрева — 8,9 кВт; нагрева с увлажнением — 11,0 кВт; осушения (охлаждение и нагрев) — 9,5 кВт. Уровень шума, замеренный на расстоянии 0,5 м от кондиционера в плоскости выходных решеток,— 70 дБ. Масса кондиционера 280 кг.

Увлажнительное устройство кондиционера состоит из мем-

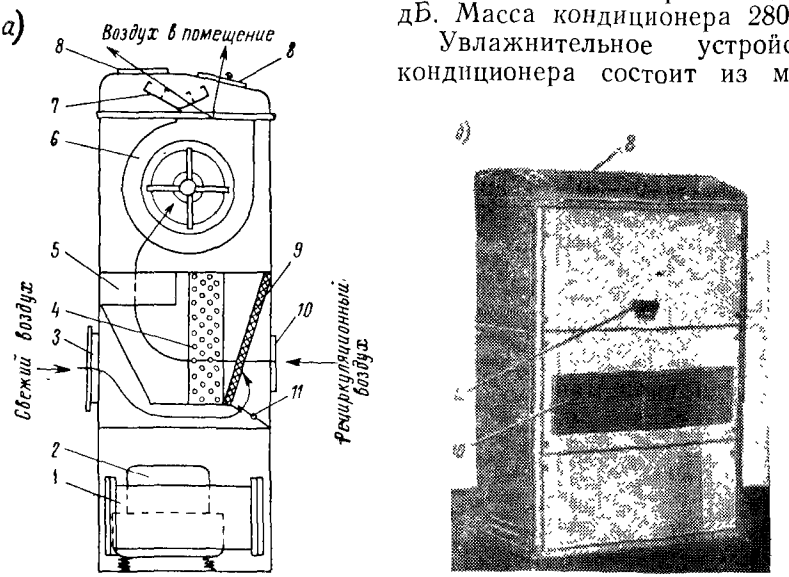


Рис. 59. Схема компоновки (*а*) и общий вид (*б*) судового местного автономного кондиционера «Климат-4».

бранного клапана, электрического нагревателя воды (цилиндрический корпус с электронагревательным элементом мощностью 3 кВт), форсунок, каплеуловителя и соединительного (с линией питания водой конденсатора) трубопровода. Каплеуловитель представляет собой V-образный желоб со специальными влагоотбойниками, предотвращающими вылет крупных капель влаги из кондиционера.

Более подробные сведения по устройству кондиционера и его характеристикам приведены в работах [95, 77].

В настоящее время разработан в полном соответствии с рекомендациями комиссии по транспорту СЭВ стран социалистического содружества ряд местных автономных кондиционеров типа «Нептун», предназначенных для круглогодичной обработки воздуха в жилых, служебных и общественных помещениях на судах с неограниченным районом плавания [96, 77]. Кондиционеры «Нептун-18», «Нептун-36», «Нептун-72» (их холодопроизводительность соответственно 2,09; 4,18 и 8,36 кВт, или 1800, 3600 и 7200 ккал/ч, а воздухопроизводительность 0,167, 0,334 и 0,556 м^3/с, или 600,

1200 и 2000 м³/ч) испытаны и будут выпускаться серийно в тропическом исполнении (кондиционеры «Нептун-36» уже выпускаются).

Эти кондиционеры представляют собой конструкцию шкафного типа с жестким бескаркасным корпусом и съемным основанием. Конструкция кондиционеров обеспечивает брызгозащищенность встроенного в него электрооборудования. Схемы компоновки таких кондиционеров представлены на рис. 58, а внешний вид и конструктивное устройство кондиционера «Нептун-36» — на рис. 60 (его схема компоновки — на рис. 58, *а*). Более подробные технические характеристики и описание устройства кондиционеров типа «Нептун» — в работе [77].

Спецификационные режимы работы кондиционеров типа «Нептун» определяются следующими параметрами наружного воздуха и воздуха в помещении (при $t_{з.в}=30°$ С): летом — $t_н=35°$ С, $\varphi_н=65\%$, $t_п=28°$ С, $\varphi_п=50\%$; зимой — $t_н=-25°$ С, $\varphi_н=85\%$, $t_п=20°$ С, $\varphi_п=40\div50\%$. Перепад температур $t_{в_2}$ и $t_п$ составляет в режиме охлаждения 5,5—6,6° С, а в режиме нагрева 7,6—8,5° С. Общий уровень шума вокруг кондиционера 70 дБ.

По сравнению с кондиционером «Климат-4» кондиционеры типа «Нептун» более совершенны как с технической точки зрения, так и в отношении художественного конструирования (см. рис. 59, *а* и 60, *а*).

Холодильная машина этих кондиционеров выполнена в одном блоке, благодаря чему возможно ее извлечение из кондиционера для осмотра и ремонта без разгерметизации фреоновой системы. Кондиционеры имеют бескаркасный корпус и технологичные панели-крышки и панели-стенки, что облегчает механизацию процессов их изготовления и сборки.

В кондиционерах типа «Нептун» нет увлажнителя, так как забор наружного воздуха кондиционерами незначительный (соответственно 0,018; 0,036 и 0,045 м³/с, т. е. 11; 11 и 8%). Для очистки воздуха кондиционеры снабжены противопыльными фильтрами из обработанного специальным раствором поропласта. Подача наружного воздуха в кондиционер осуществляется судовым подпорным вентилятором.

Схемой автоматизации предусмотрено автоматическое и ручное управление кондиционером в режимах охлаждения (при $t_п>23°$ С), нагрева (при $t_п<23°$ С) и вентиляции с изменением настройки терморегулятора. Для защиты компрессора по низкому и высокому давлению паров фреона использовано реле давления РД-2К.

Устройство групповых автономных кондиционеров в принципе мало отличается от устройства местных автономных кондиционеров. Однако их компоновка может быть иной, исходя из их назначения. Кроме того, групповые кондиционеры, в которых процент наружного воздуха повышенный ($\sim30\%$), имеют увлажнительные устройства (паровые или водяные). Схемы компоновки групповых автономных кондиционеров показаны на рис. 58, *б*, *д*.

Интересным современным образцом является судовой автономный групповой кондиционер «Нептун-125» для круглогодичной

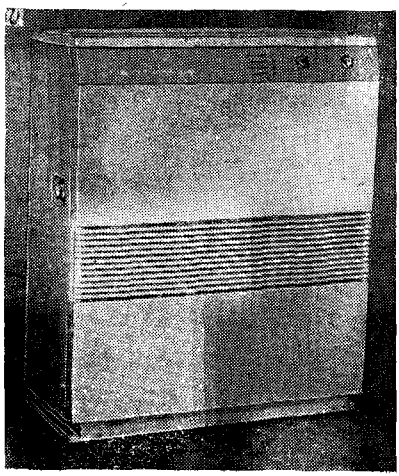
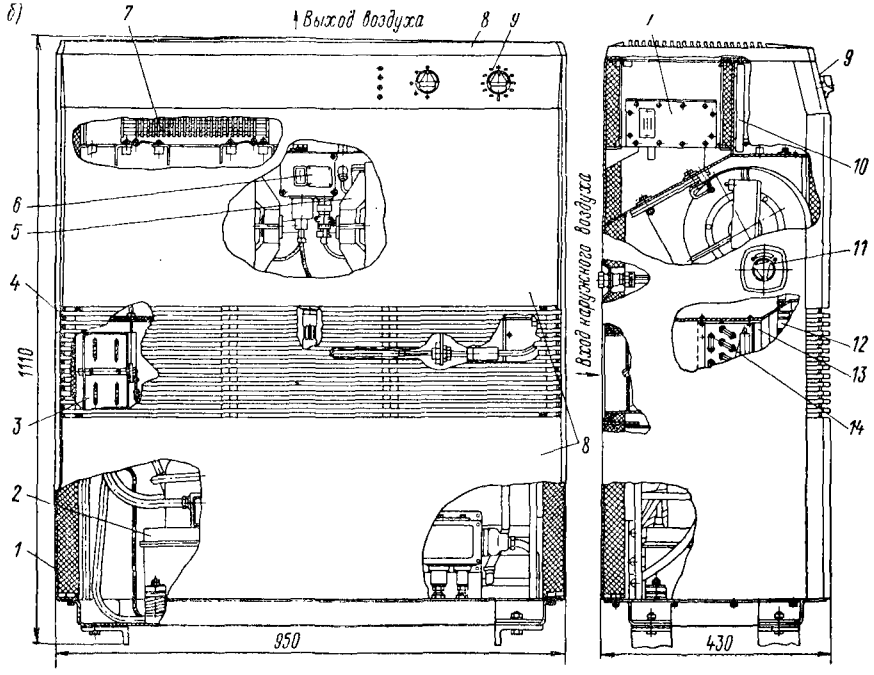


Рис. 60. Внешний вид (*а*) и устройство (*б*) кондиционера «Нептун-36».

1 — корпус кондиционера; *2* — компрессор холодильного агрегата АХМ-36; *3* — заслонка наружного воздуха; *4* — входная решетка рециркуляционного воздуха; *5* — электровентилятор ЦВД 6/20; *6* — терморегулятор; *7* — электронагреватель прямой оребренный; *8* — крышка кондиционера; *9* — пульт управления; *10* — панель автоматики; *11* — переключатель заслонки *3*; *12* — датчик терморегулятора; *13* — фильтр воздушный; *14* — испаритель.



тепловлажностной обработки воздуха в жилых, служебных, медицинских и общественных помещениях на судах с неограниченным районом плавания. Он предназначен для работы с добавкой наружного воздуха 10% в следующих режимах: вентиляции (на наружном воздухе); охлаждения; нагрева (увлажнения нет), причем режим нагрева воздуха осуществляется как по циклу теплового насоса, так и электрическим нагревателем. Переход с режима на

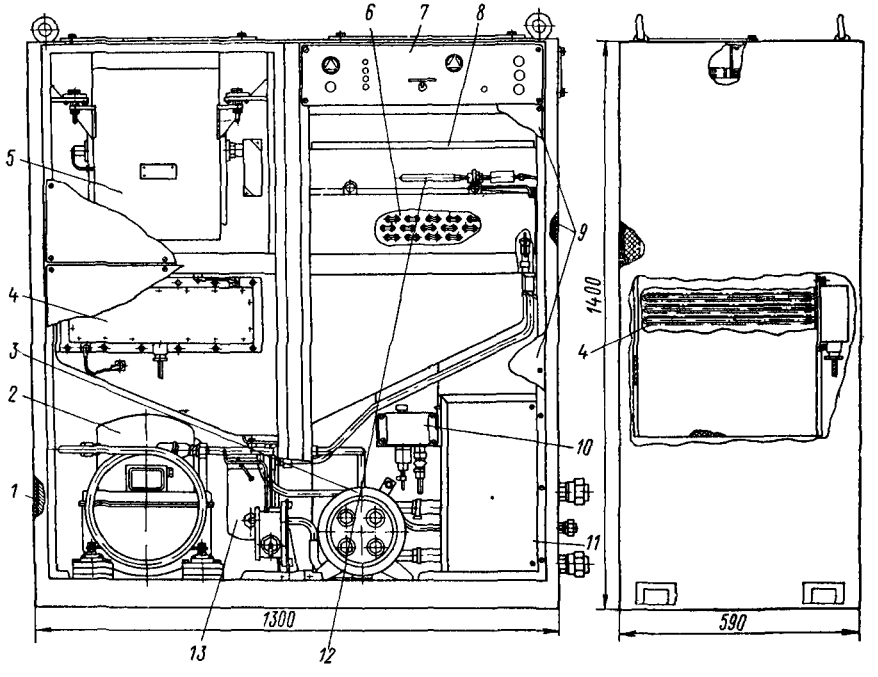


Рис. 61. Устройство судового группового автономного кондиционера «Нептун-125» с тепловым насосом.

1 — корпус кондиционера; *2* — компрессор ФГП-14; *3* — конденсатор КТР-125; *4* — электронагреватель из *U*-образных оребренных ТЭН; *5* — электровентилятор ЦВД 25/68; *6* — испаритель ИВН-125; *7* — пульт управления; *8* — фильтр воздушный; *9* — крышки кондиционера; *10* — терморегулятор; *11* — блок автоматики; *12* — датчик терморегулятора; *13* — фильтр-осушитель.

режим — автоматический или вручную (электрический нагреватель воздуха включается только вручную при работе кондиционера в любом из режимов).

Спецификационные режимы работы кондиционера определяются следующими параметрами; в режиме охлаждения $t_н = 35°$ С, $\varphi_н = 65\%$, $t_{з.в} = 30°$ С, $t_п = 28°$ С, $\varphi_п = 50\%$; в режиме нагрева по циклу теплового насоса $t_н = -25°$ С, $\varphi_н = 85\%$, $t_{з.в} = 5 \pm 1°$ С, $t_п = 20°$ С, $\varphi_п = 40 \div 50\%$. Характеристики кондиционера на спецификационных режимах работы приведены в прилож. *III*, схема компоновки представлена на рис. 59, *б*, а его устройство — на рис. 61. Основное отличие этого кондиционера от местных кондиционеров типа «Нептун», кроме того, что он является групповым, заключается еще и

в устройстве холодильной машины, предназначенной для работы в режиме охлаждения и в режиме теплового насоса.

Кондиционер «Нептун-125» представляет собой конструкцию шкафного типа с жестким сварным каркасом и съемными облицовочными крышками и имеет те же основные узлы, что и у рассмотренных выше кондиционеров. Воздухопроводы подсоединяют к кондиционеру с помощью амортизационных патрубков; к системе охлаждающей воды и дренажной системе кондиционер подсоединяют гибкими шлангами. Для противопыльного фильтра применяют материал ППУ-ЭФ-2, закрепленный в металлической рамке. Работа кондиционера автоматизирована.

Применение теплового насоса в судовых установках кондиционирования воздуха рассматривается в гл. XIII. Отметим здесь только, что в режиме теплового насоса горячие пары из компрессора подаются не в водяной конденсатор (как в режиме охлаждения), а в испаритель — воздухоохладитель, который в этом случае является конденсатором — воздухонагревателем. Жидкий фреон отсюда поступает в конденсатор, где кипит, отнимая тепло от морской проточной воды, а пары отсасываются компрессором.

Для получения одной и той же теплопроизводительности кондиционера «Нептун-125» с помощью теплового насоса необходима примерно в три раза меньшая электрическая мощность, чем с помощью электронагревателя. Значит, применение теплового насоса в судовых кондиционерах весьма экономично и перспективно.

Автономные кондиционеры при нагрузках, меньше расчетных номинальных, работают циклично. При этом осушающая способность кондиционера может значительно уменьшиться вследствие повышения средней температуры поверхности воздухоохладителя и испарения влаги (когда не работает холодильная машина), выпавшей из воздуха на поверхность в период его охлаждения. Поэтому расчет и выбор автономного кондиционера для конкретных помещений следует производить с учетом цикличности его работы [97].

§ 25
Охладители и нагреватели воздуха

В судовом оборудовании кондиционирования для охлаждения и нагревания воздуха применяются исключительно поверхностные теплообменные аппараты. Поскольку внешнее (со стороны воздуха) тепловое сопротивление значительно больше внутреннего (со стороны тепло-хладоносителя), наружную поверхность целесообразно выполнять оребренной. Иногда применяется и внутреннее оребрение трубок для интенсификации внутреннего теплообмена. В современных поверхностях 90—95% всего теплообмена совершается на ребрах и лишь 5—10% — на поверхности основных трубок (в просветах между ребрами).

Ребристые поверхности могут быть монолитными (рис. 62, *а*) и насадными (рис. 62, *б*, *в*, *г*, *д*). В монолитных конструкциях ребра

получаются отливкой трубки с ребрами или выдавливанием их из стенки трубки накаткой по спирали (рис. 62, *а*). В насадных конструкциях ребра (пластинчатые, спиральные и другие), изготовленные часто даже из другого металла, насаживают плотно на трубку. Иногда для увеличения поверхности контакта ребра с трубкой и обеспечения определенного шага насадки ребер их делают с отворотами (отбортовкой, «воротниками») по диаметру трубок, как это показано на рис. 62, *г*. Для создания хорошего контакта между ребром и трубкой и антикоррозионной защиты поверхности

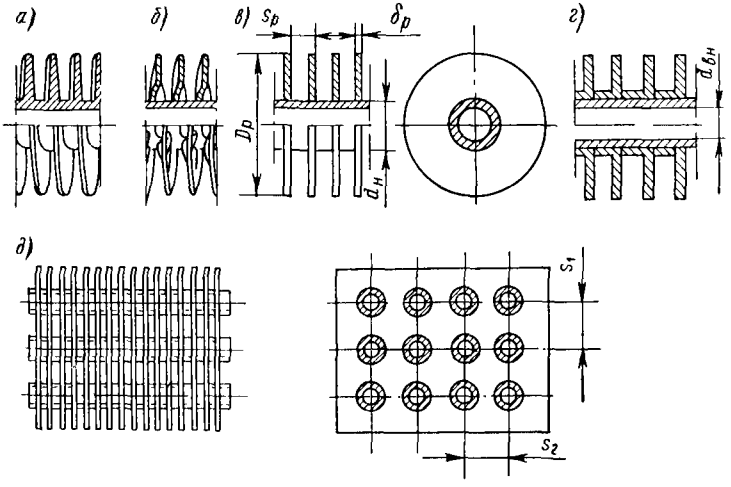


Рис. 62. Ребра различных типов: *а* — накатные; *б* — навивные (гофрированные); *в*—отдельные круглые насадные без отворотов; *г* — отдельные круглые или прямоугольные (квадратные) с отворотами; *д* — пластинчатые (сплошные на весь пучок или на группу трубок).

последнюю покрывают (горячим или гальваническим способом) каким-нибудь металлом. Часто применяется лужение.

Основные характеристики ребристой поверхности следующие.

Коэффициент оребрения β' — отношение полной наружной ребристой поверхности $F_н$ (суммарной поверхности всех ребер $F_р$ и трубок в просветах между ребрами $F_т$) к наружной поверхности неоребренных гладких трубок $F_{н.гл}$, т. е. $\beta' = F_н / F_{н.гл}$.

Степень оребрения β — отношение полной наружной поверхности $F_н$ к внутренней поверхности трубок $F_{вн}$, т. е. $\beta = F_н / F_{вн}$.

Очевидно,

$$\beta = \frac{F_н}{F_{н.гл}} \cdot \frac{F_{н.гл}}{F_{вн}} = \beta' \frac{d_н}{d_{вн}},$$

где $d_н$ и $d_{вн}$ — наружный и внутренний диаметры трубок.

Внешняя степень оребрения поверхности β'' — отношение полной наружной поверхности $F_н$ к наружной поверхности трубок в про-

светах между ребрами $F_т$, т. е. $\beta''=F_н/F_т$. Для воздухоохладителей $\beta''\approx\beta$.

Коэффициент живого сечения k_f — отношение площади свободного сечения для прохода воздуха к полному фронтальному сечению теплообменника. Иногда k_f называют коэффициентом загромождения.

Коэффициент компактности ω — отношение полной наружной ребристой поверхности $F_н$ к объему V теплообменного пучка, т. е. $\omega=F_н/V$ м^2/м^3.

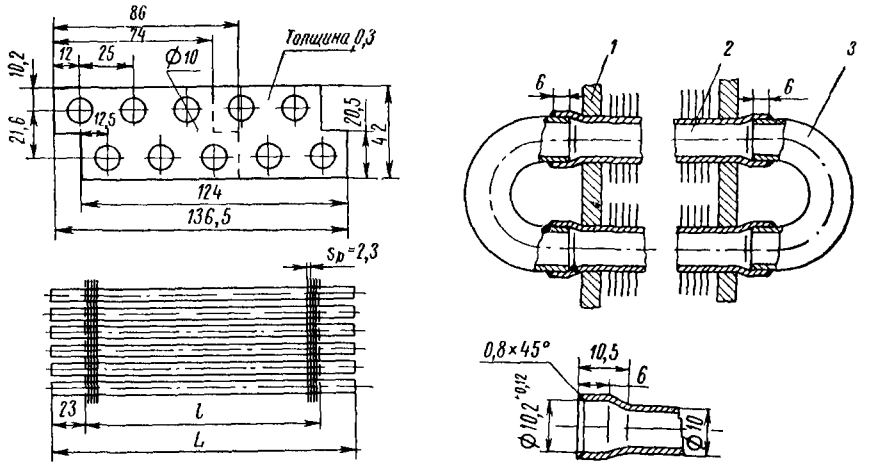


Рис. 63. Унифицированная секция из трубок со сплошным пластинчатым оребрением.

Длина трубки, мм	l	145	160	195	210	245	260	275	295	310	345	385	395	410
	L	190	205	240	255	290	305	320	340	355	390	430	440	455

Продолжение

Длина трубки, мм	l	445	485	525	575	625	645	675	725	775	825	895	965	1035
	L	490	530	570	620	670	690	720	770	820	870	940	1010	1080

Значения перечисленных и других характеристик ребристых поверхностей, их влияние на теплопередачу в теплообменниках рассматриваются в гл. VIII.

В судовом оборудовании кондиционирования воздуха и вентиляции применяются рассольно-водяные воздухоохладители и воздухоохладители непосредственного испарения (фреоновые) различных конструкций. Воздухонагреватели бывают паровыми, водяными и электрическими, скомпонованными из трубчатых электронагревательных элементов (ТЭН).

На основе анализа, экспериментальных исследований и опытно-конструкторских работ для большого ряда отечественного судового оборудования кондиционирования воздуха принята, помимо

широко распространенной спирально ребристой, трубчато-пластинчатая поверхность теплообмена. Она представляет собой унифицированные нормализованные пакеты — секции (рис. 63), состоящие из шести или десяти расположенных в два ряда в шахматном порядке трубок со сплошными пластинчатыми медными ребрами. Из этих пакетов компонуют необходимую поверхность теплообмена, набирая нужное их количество по высоте (при горизоитальном потоке воздуха) и по глубине. Это наряду с наличием секций с трубками разной длины (см. таблицу к рис. 63) позволяет набирать батареи воздухоохладителей и воздухонагревателей всего ряда центральных, групповых, местных неавтономных и автономных кондиционеров, а также самостоятельных воздухоохладительных агрегатов и установок (магистральных и др.).

На рис. 63 вверху слева представлены формы и размеры пластины для десятитрубной и шеститрубной (штриховой линией показана правая кромка ребра) секций, внизу слева — принятая длина трубок: l — длина, соответствующая расстоянию между трубными досками, L — полная длина с учетом крепления трубок в трубных досках и соединения их с калачами. Справа вверху показаны узлы крепления трубок *2* в трубных досках *1* и соединения их с калачами *3*, а также разделка концов трубки и калача.

Для длительного и надежного контакта красномедного пластинчатого ребра с поверхностью мельхиоровой (или медной) трубки после надевания ребер производят раздачу каждой трубки протягиванием конуса, а также покрывают оребренные трубки слоем олова толщиной 0,05 *мм* (лужение в ванне).

Батарею воздухоохладителя набирают в двух трубных досках, материал которых — латунь, сталь Х18Н10Т и др. Калачи припаивают к трубкам серебряным припоем ПСр 45 с обеспечением плотности соединения в расчете на работу воздухоохладителя на фреоне.

Для этой поверхности $\delta_р=0{,}3$ мм; $S_р=2{,}3$ мм; $d_н=10$ мм; $d_{вн}=8$ мм; $S_1=25$ мм; $S_2=21{,}6$ мм; $\beta=16{,}9$; $\beta'=13{,}5$.

Воздухоохладители и воздухоохладительные устаиовки. Широкое распространение в судовых СКВ и вентиляции получили нормализованные поверхностные ребристые рассольно-водяные воздухоохладители и воздухонагреватели типов ОВП, ОНВ и ОВ, питающиеся забортной или охлажденной водой (рассолом) и горячей водой.

Охладитель воздуха петлевой (ОВП) состоит из пучка трубок наружным диаметром 10 мм со спирально-накатными ребрами. Охладители — нагреватели воздуха (ОНВ) и охладители воздуха (ОВ) набраны из ребристых трубок, заключенных между трубными досками.

Конструкции и подробные характеристики аппаратов типов ОВП, ОНВ и ОВ разных типоразмеров с расходом воздуха 0,14—14 м³/с с поверхностью теплообмена от 4 до 250 м² рассмотрены в работах [102, 158], причем в работе [158] имеются и номограммы для подбора этих теплообменников.

Аппараты указанных типов в конструктивном отношении являются завершенными, имеют присоединительные фланцы и могут быть встроены в магистрали или входить в состав секционных кондиционеров (например, в двухканальный кондиционер, представленный на рис. 49, включены теплообменники типа ОВП-36).

Судостроительная промышленность выпускает магистральные воздухоохладители и другой конструкции. Они представляют собой батарею, набранную из унифицированных последовательно расположенных по высоте и одна за другой по ходу воздуха секций, и каплеуловитель. Магистральные воздухоохладители монтируют на горизонтальных участках воздухопроводов.

На судах для охлаждения и осушения воздуха в помещениях применяются и местные (локальные) воздухоохладительные ус-

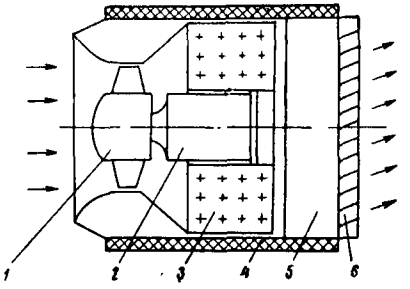


Рис. 64. Схема устройства локальной воздухоохладительной установки первого типа.

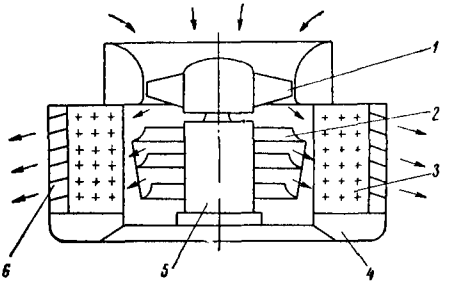


Рис. 65. Схема устройства локальной воздухоохладительной установки второго типа.

тановки. Они могут быть двух типов. Схема устройства воздухоохладительных установок первого типа показана на рис. 64. Направление движения воздуха в этих установках — горизонтальное. Они состоят из электровентилятора, воздухоохладителя, каплеуловителя и жалюзийной решетки. Воздухоохладитель представляет собой цилиндрическую оребренную батарею *3*, внутри которой встроен электродвигатель *2* осевого вентилятора *1*. Батарею вместе с электродвигателем устанавливают в корпусе *4* воздухоохладителя. Каплеуловитель *5* — это кассета специально профилированных (извилистых) вертикальных пластин с отбойниками для задержания влаги. Поворотными жалюзи *6* устанавливается желаемое направление воздушного потока.

Установку можно крепить к палубному и подволочному фундаментам.

В этих установках, производительность которых может быть 0,28—2,8 м^3/с, а тепловая нагрузка 4,65—81,5 кВт, воздух охлаждается на 10—20° С водой с начальной температурой примерно 6° С.

Схема устройства воздухоохладительной установки второго типа для подволочного крепления показана на рис. 65. Установка

представляет собой цилиндрическую батарею *3*, состоящую из двух половин, внутри которой встроен электровентиляторный агрегат, состоящий из рабочего колеса *1* с обтекателем, направляющего аппарата *2* и вертикального электродвигателя *5*. Выпадаю-

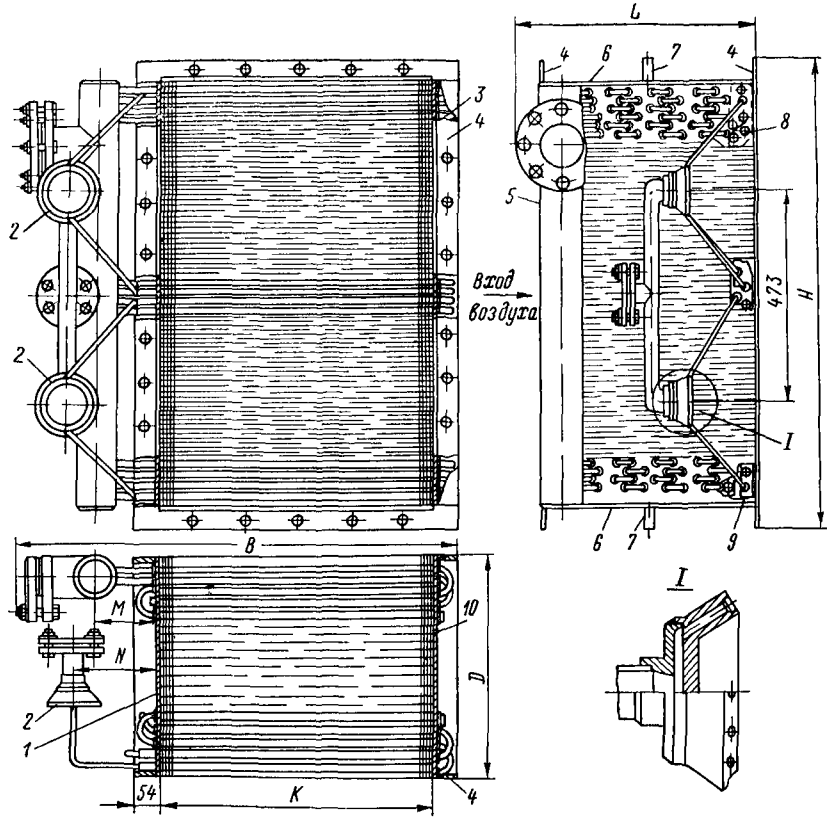


Рис. 66. Воздухоохладители непосредственного испарения центральных кондиционеров типов «Экватор» и «Бриз».

Марка	Размеры, мм						
	H	*B*	*L*	*K*	*D*	*M*	*N*
ВФ-19	650	738	517	390	500	120	170
ВФ-30	674	929	525	580	500	120	170
ВФ-48	884	996	535	630	500	133	190
ВФ 56	1050	996	542	580	500	158	215
ВФ-67	1050	996	542	630	500	133	190

щая из воздуха в охладителе влага собирается в поддоне *4*. Снаружи батарея прикрыта двумя выпускными решетками *6*, имеющими специальные наклонные планки для изменения направления воздушного потока во избежание подсоса обработанного воздуха вновь в установку.

На рис. 66 показано устройство воздухоохладителя непосредственного испарения кондиционеров типов «Экватор» и «Бриз». Подробные характеристики ряда воздухоохладителей этого типа приведены в работе [77], а их габаритные размеры (в соответствии с буквенными обозначениями на рис. 66) — в таблице к рис. 66. Воздухоохладитель представляет собой батарею змеевикового типа с горизонтальным расположением трубок, набранную из отдельных шеститрубных *8* и десятитрубных *9* унифицированных секций — пакетов пластинчато-оребренной поверхности, показанной на рис. 63. Отдельные секции набраны в передней *1* (рис. 66) и задней *10* трубных досках. Концы трубок соединены между собой по определенной схеме калачами *3*. Трубные доски и два боковых листа *6*, имеющие ручки *7*, составляют корпус воздухоохладителя, обрамленный сверху и снизу фланцами *4*; нижним фланцем воздухоохладитель крепят к фундаменту кондиционера.

В одном ряду находятся от 21 до 41 трубок, число рядов трубок во всех воздухоохладителях этого типа равно 20. Подвод жидкого Ф-12 к воздухоохладителю осуществляется через два распределителя («паука») *2* в два первых (нижних) ряда трубок, а отвод паров — от двух верхних рядов трубок через коллектор *5*. На каждый распределитель приходится от 21 до 41 трубок. Распределитель необходим для обеспечения равномерного распределения жидкого фреона по отдельным трубкам первых двух рядов воздухоохладителя, его устройство показано на рис. 66. Расход Ф-12 через трубку составляет 0,008—0,016 кг/с, а удельная тепловая нагрузка, отнесенная к внутренней поверхности трубок, 12500 Вт/м^2. Аэродинамическое сопротивление воздухоохладителей этого ряда на номинальном режиме составляет 550—570 Па, а их сухая масса 200—500 кг.

Основные детали воздухоохладителя изготовлены из следующих материалов: трубки и ребра — из меди М3; трубные доски и боковые листы — из нержавеющей стали марки Х18Н10Т; распределители фреона — из латуни Л62; коллектор, подводящие и отводящие трубопроводы — из медно-никелевого сплава марки МНЖ5-1. Пайку деталей осуществляют припоем ПСр45; детали из медных сплавов — луженые (оловом О1).

На рис. 67 показано устройство воздухоохладителей непосредственного испарения типа ИВН, работающих на Ф-22, которые встраивают в судовые автономные кондиционеры типа «Нептун». Их основные характеристики приведены в работе [77], а габаритные размеры (в соответствии с буквенными обозначениями на рис. 67) — в таблице к рис. 67. Устройство таких воздухоохладителей понятно из рисунка и подрисуночных подписей. Особенность этой конструкции состоит в том, что жидкий фреон подводится не во все трубки первого ряда, а например, как это показано на рисунке для ИВН-72, через одну, т. е. в каждую вторую трубку; пары отводятся из других трубок того же ряда через коллектор. В воздухоохладителях ИВН-18 фреон подводится только в две трубки из

восьми трубок первого ряда, а в воздухоохладителях ИВН-125 — только в восемь из двадцати трубок.

В воздухоохладителях этого типа в ряду находится 8, 14 и 20 трубок; число рядов трубок 4 и 8; удельная тепловая нагрузка на внутреннюю поверхность трубок 8800—9600 Вт/м²; расход

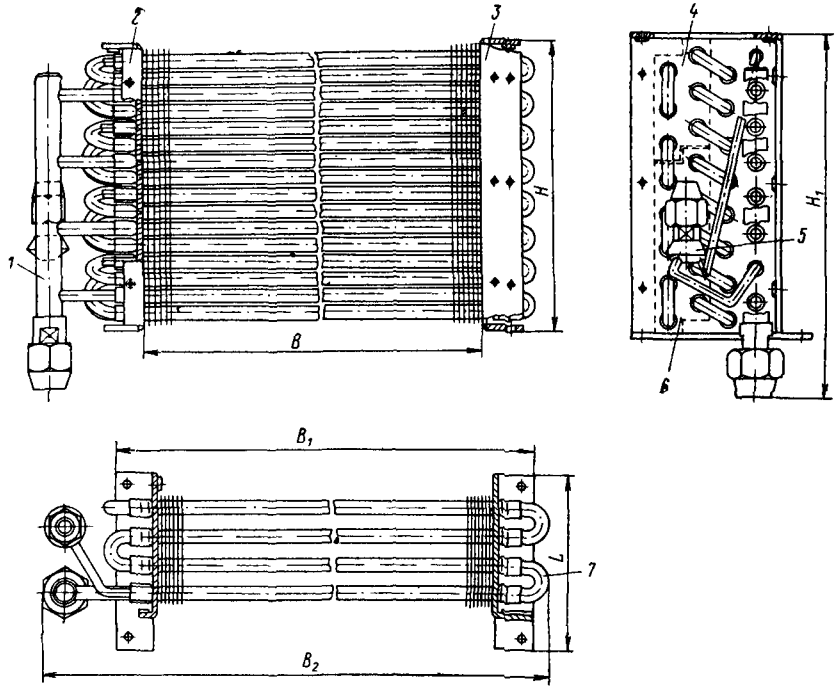


Рис. 67. Испарители-воздухоохладители ИВН автономных кондиционеров типа «Нептун».

1 — коллектор; *2* и *3* — трубные доскн; *4* — секция шеститрубная; *5* — распределитель жидкого фреона («паук»); *6* — секция десятитрубная; *7* — калач.

Марка	Размеры, мм					
	B	B_1	B_2	*H*	H_1	*L*
ИВН-18	350	434	467	212	230	145
ИВН-36	650	734	782	212	230	145
ИВН-72	730	815	870	362	382	145
ИВН-125	450	535	600	512	530	190

Ф-22 через один ход (шланг) 0,0075—0,0114 кг/с; гидравлическое сопротивление по фреону 17—45 кПа, аэродинамическое сопротивление 60—230 Па. Сухая масса этих воздухоохладителей 11—73 кг.

В кондиционере воздухоохладитель крепят жестко болтами, отверстия для которых предусмотрены в планках, приваренных к трубным доскам.

На рис. 68 показано устройство и габаритные размеры рассольных воздухоохладителей, применяющихся в судовых центральных кондиционерах типов «Муссон» и «Пассат», а их основные характеристики приведены в работе [77]. В таких воздухоохладителях также применены унифицированные секции трубок с пластинчатым оребрением. Количество трубок в ряду составляет 22—47, а число рядов трубок по ходу воздуха 12. Их аэродинамическое сопротивление в номинальном режиме работы 230—340 Па, удельная тепловая нагрузка полной наружной поверхности 770—950 Вт/м², а внутренней поверхности трубок 13—16 тыс. Вт/м².

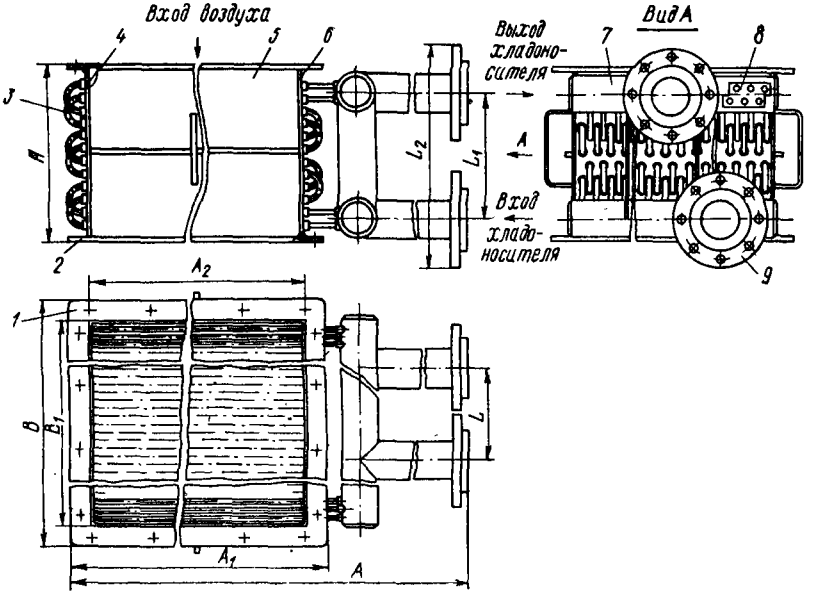


Рис. 68. Типовой рассольный воздухоохладитель центральных кондиционеров типов «Пассат» и «Муссон».

1 и *2* — верхний и нижний фланцы; *3* — калач; *4* и *6* — задняя и передняя трубные доски; *5* — боковая стенка; *7* и *9* — отводящий и подводящий коллекторы; *8* — унифицированная теплообменная секция.

Марка	Размеры, мм								
	A	A_1	A_2	*B*	B_1	*H*	*L*	L_1	L_2
ВВ-19	638	500	390	650	540	340	440	351	216
ВВ-30	763	600	490	800	690	340	268	386	216
ВВ-48	940	740	630	950	840	340	660	386	216
ВВ-56	913	740	580	1150	1040	340	402	386	216
ВВ-67	938	740	630	1150	1040	340	402	386	216

В судовых воздухоохладителях могут быть и более сложные схемы циркуляции рассола (воды), для чего требуются соответствующие соединения трубок калачами и введение промежуточных

коллекторов. Нет необходимости описывать все существующие конструкции судовых воздухоохладителей и воздухоохладительных установок. Здесь рассмотрены основные из них, типовые.

Воздухонагреватели. В судовых установках кондиционирования воздуха, как уже отмечалось выше, применяются нагреватели воздуха трех типов: паровые, водяные и электрические.

Паровые и водяные воздухонагреватели обычно используются в неавтономных центральных, групповых и местных кондиционерах, а также в каютных доводочных воздухораспределителях (водяные). Конструктивно они мало отличаются от водяных (рассольных) воздухоохладителей, однако имеют, как правило, меньшее число рядов трубок по ходу воздуха в связи с повышенным удельным теплосъемом из-за больших температурных напоров и коэффициентов теплопередачи.

Электрические воздухонагреватели обычно набирают из прямых или петлеобразных трубчатых электронагревательных элементов (ТЭН). Они применяются в основном в судовых автономных кондиционерах, а также в местных и групповых кондиционерах и в каютных доводочных воздухораспределителях (в последних используются и открытые, размещенные не в трубах, спиральные электронагреватели).

На морских транспортных, пассажирских и других судах целесообразнее применять водяные или паровые воздухонагреватели, причем вторые получаются примерно вдвое компактнее первых. Применение электрических воздухонагревателей связано с большим расходом электроэнергии и может быть оправдано только в тех случаях, когда это диктуется специальными условиями (типом энергетической установки, невозможностью прокладки паровых или водяных трубопроводов, условиями плавания и т. п.).

Паровые и водяные воздухонагреватели чаще всего выполняют с пластинчатым или спирально-навивным оребрением, однако применяются воздухонагреватели и с оребренной поверхностью другого типа; в кондиционерах ранних разработок иногда встречаются и гладкотрубные воздухонагреватели.

Воздухонагреватель можно изготовлять в виде теплообменника с корпусом для самостоятельного применения в системе или как отдельную секцию кондиционера без корпуса для встраивания в моноблочные кондиционеры, например, в их воздухораспределительные камеры. К первым относятся отмеченные выше теплообменные аппараты типа ОНВ, ОВП, а также нормализованные паровые петлевые воздухонагреватели типа НВП с трубками, имеющими спирально-навивное оребрение. Вторые рассматриваются ниже.

На рис. 69 показано устройство и габаритные размеры паровых воздухонагревателей типа ВНП, встраиваемых в центральные кондиционеры типов «Бриз» и «Пассат» (цифровое обозначение в марке воздухонагревателя соответствует объемному расходу воздуха в сотнях $м^3/ч$). Поверхность теплообмена этих воз-

духонагревателей, используемых для ступеней нагрева I и II, набирают из унифицированных десяти- и шеститрубных секций *10* и *11* с пластинчатым оребрением. Подвод пара (давлением 0,6 МПа и температурой 158° С) и отвод конденсата — двусторонний, через две пары коллекторов; штуцеры, подводящие и отводящие трубки располагаются в потоке воздуха. Фланцем *3* воздухонагреватель крепят в кондиционере.

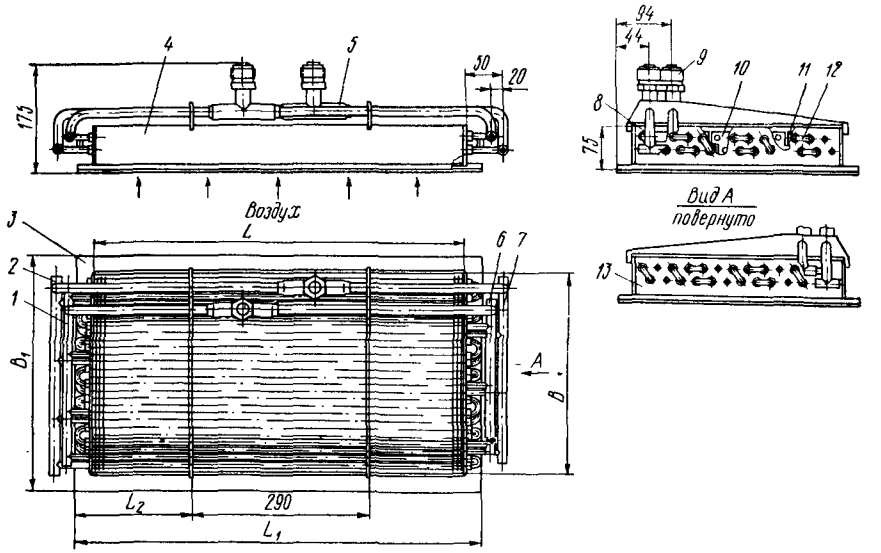


Рис. 69. Паровой воздухонагреватель типа ВНП для центральных кондиционеров типов «Бриз» и «Пассат».

1 и *2* — входной и выходной левые коллекторы; *3* — фланец; *4* — стенка боковая; *5* — переходник; *6* и *7* — входной и выходной правые коллекторы; *8* и *13* — левая и правая трубные доски; *9* — штуцер; *10* и *11* — десятн- и шеститрубные секции; *12* — калач.

Марка	Размеры, мм					
	L	L_1	L_2	L_3	B	B_1
ВНП-19	390	450	50	200	290	350
ВНП-30	450	510	80	230	340	400
ВНП-48	530	690	170	320	340	400
ВНП-56-67	830	890	270	420	340	400

Эти паровые воздухонагреватели имеют $n_1 = 9 \div 20$ трубок в ряду и два ряда по ходу воздуха. Их полная поверхность теплообмена $F_н$ составляет 3,7—15,1 м². Расчетная температура воздуха перед BH_I — (—25° С), а перед BH_{II} — 18° С. Практически они обеспечивают подогрев воздуха до 21—33° С (BH_I) и до 42—50° С (BH_{II}) при удельной тепловой нагрузке на полную наружную поверхность $q_{F_н} = (58 \div 70) \cdot 10^3$ Вт/м². Аэродинамическое сопротивление этих воздухонагревателей в номинальном режиме работы 50—180 Па, а сухая масса 19—33 кг.

Устройство и габаритные размеры водяных воздухонагревателей типа ВНВ с поверхностью теплообмена из унифицированных секций для кондиционеров типа «Муссон» показаны на рис. 70. Если в паровых воздухонагревателях достаточно двух рядов трубок по ходу воздуха, то в водяных их необходимо четыре (вследствие меньшего температурного напора между водой и воздухом, чем между паром и воздухом).

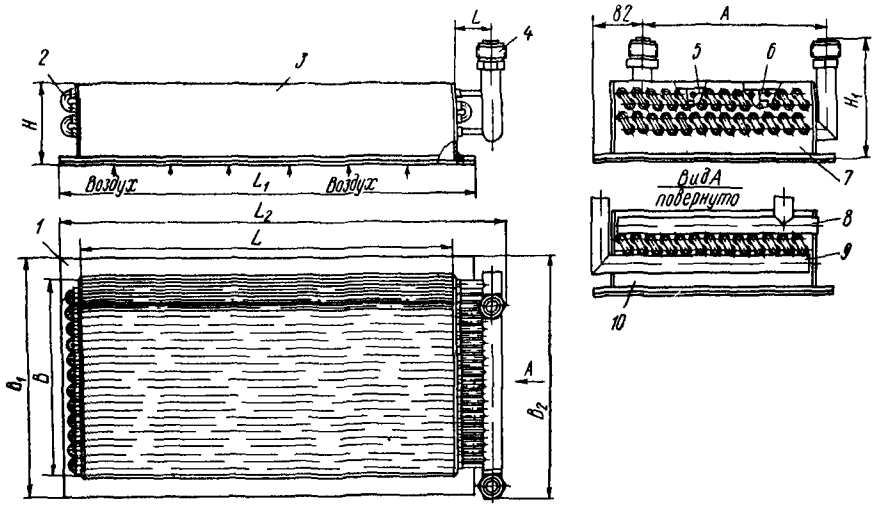


Рис 70 Водяной воздухонагреватель типа ВНВ для центральных кондиционеров типа «Муссон»

1 — фланец, *2* — калач, *3* — боковая стенка, *4* — штуцер, *5* и *6* — десяти- и шеститрубные секции, *7* и *10* — левая и правая трубные доски, *8* и *9* — входной и выходной коллекторы

Марка	Размеры, мм									
	L	L_1	L_2	L_3	B	B_1	B_2	H	H_1	A
ВНВ-19	390	450	490	55	290	350	355	132	200	260
ВНВ 30	450	510	550	55	340	400	405	132	200	310
ВНВ-48	630	690	734	55	340	400	407	132	205	310
ВНВ-56	830	890	953	70	340	400	412	132	250	310
ВНВ-67	830	890	953	70	340	400	412	175	250	310

Воздухонагреватели этого типа имеют $n_1 = 9 \div 20$ трубок в ряду, $F_н = 7{,}2 \div 30{,}2$ м² и обеспечивают нагрев воздуха от —25 до 13—18° С (BH_I) и от 18—23 до 38—42° С (BH_{II}) при температуре воды на входе 70° С и на выходе 55—60° С. При этом $q_{Fн} = (31{,}4 \div 46{,}5) \cdot 10^3$ Вт/м² для BH_I и $q_{Fн} = (20{,}9 \div 31{,}4) \cdot 10^3$ Вт/м² для BH_{II}; аэродинамическое сопротивление $\Delta p_{вI} = 93 \div 183$ и $\Delta p_{вII} = 117 \div 211$ Па, а гидравлическое $\Delta p_{wI} = 7 \div 28$ и $\Delta p_{w\,II} = 9 \div 17$ кПа. Сухая масса этих воздухонагревателей 25—78 кг.

На рис. 71 показано устройство электрического воздухонагревателя для судовых местных кондиционеров. Такие нагреватели компонуют (набирают) из U-образных (как показано на рисунке)

или прямолинейных трубчатых электронагревательных элементов (ТЭН), выпускаемых промышленностью [114], нагреватели работают на переменном или постоянном токе. В судовых воздухонагревателях используются гладкотрубные и оребренные ТЭН обычно с наружным диаметром трубки 10 или 12,5 мм (практически применяемые диаметры ТЭН находятся в пределах 7—19 мм при толщине стенки 1—1,5 мм).

На рис. 72 показано устройство U-образных и прямолинейных гладкотрубных и оребренных элементов, применяемых в судовых

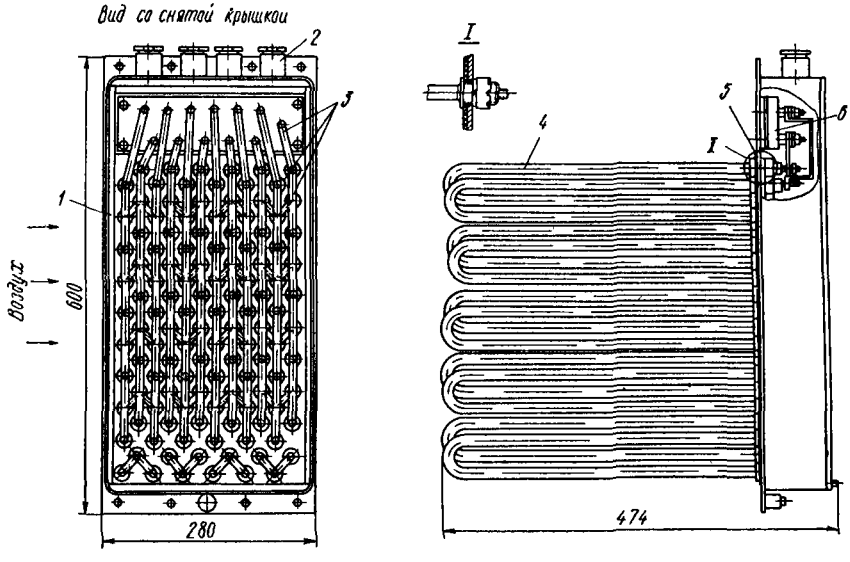


Рис. 71 Электронагреватель воздуха местного кондиционера.
1 — корпус; *2* — сальник, *3* — перемычка, *4* — нагревательный элемент, *5* — прокладка, *6* — панель

воздухонагревателях, а их характеристики представлены в прилож. IV и V.

Трубчатый электронагревательный элемент представляет собой металлическую (сталь, латунь, медь или алюминий) трубку *4*, внутри которой запрессована в наполнителе *5* спираль *6* из нихромовой или фехралевой проволоки диаметром 0,2—1,6 мм. Наполнителем служит плавленная окись магния в виде порошка (периклаз), раздробленная окись алюминия (электрокорунд) или чистый кварцевый песок. Наполнитель, с одной стороны, служит электрической изоляцией спирали, по которой пропускается ток, от металлической трубки, а с другой — проводником тепла от спирали к трубке. Наилучшими качествами обладает прессованный периклаз. Он имеет хорошие жаростойкость и электроизоляционные свойства при высокой и низкой температуре, а также высокую теплопроводность, благодаря чему обеспечивается малая

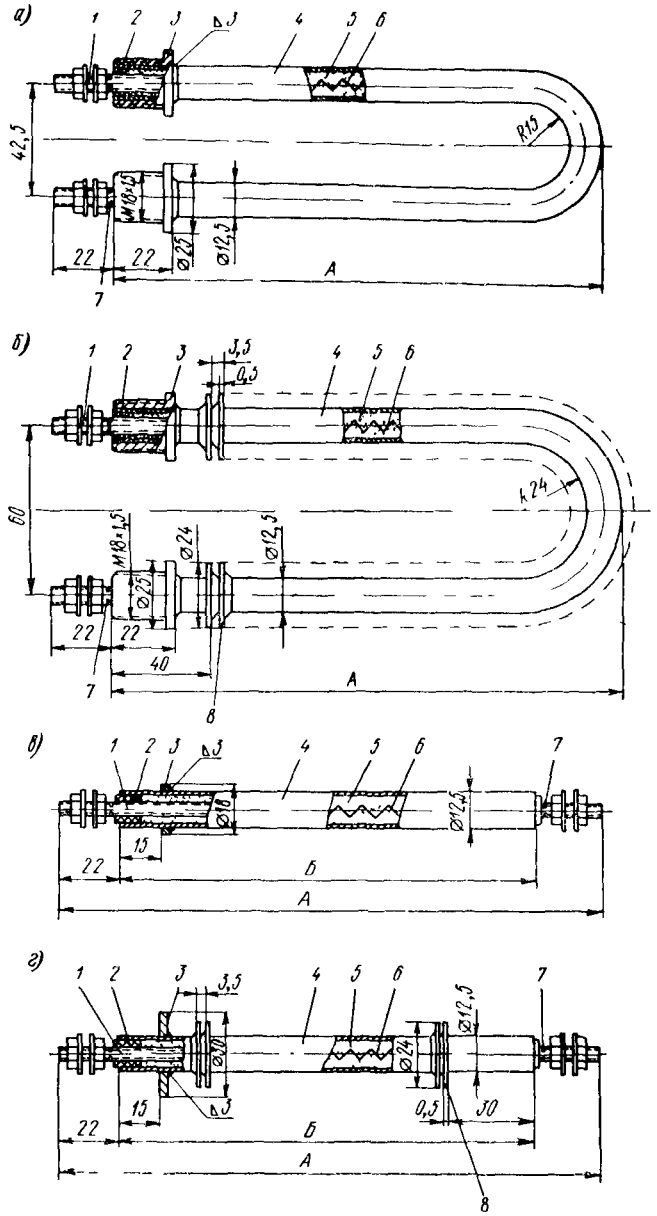


Рис 72. Трубчатые электронагреватели (ТЭН) с наружным диаметром трубы $d_н = 12{,}5$ мм: *а* — гладкий *U*-образный; *б* — оребренный *U*-образный; *в* — гладкий прямолинейный; *г* — оребренный прямолинейный.

1 — контактные стержни, *2* — керамические изоляторы, *3* — шайбы; *4* — трубчатый электронагревательный элемент, *5* — наполнитель, *6* — спираль, *7* — шайба стопорная, *8* — оребрение

разность температур между спиралью и поверхностью трубки (не выше 150° С). Несколько худшими электроизоляционными свойствами обладает электрокорунд. Кварцевый песок является дешевым материалом, но в качестве наполнителя может использоваться лишь в тех случаях, когда температура поверхности трубки не превышает 400—500° С, так как при более высокой температуре резко ухудшаются его электроизоляционные свойства.

Концы спирали *6* обычно надевают на стальные или никелевые контактные стержни *1* и приваривают к ним. На стержни для герметизации и электроизоляции трубок насажены керамические изоляторы *2*. Изоляторы ставят на стержень и в трубке на кремнийорганическом лаке (ИП-9) или на стекловидной эмали и т. п.

Трубчатые электронагревательные элементы крепят к трубной доске-корпусу клеммной коробки воздухонагревателя с помощью специальных шайб *3* и втулок-гаек.

Преимущество ТЭН перед нагревателями с открытыми спиралями — сравнительно большие срок службы (примерно 2 и более лет) и надежность (герметизация спирали в трубке предохраняет ее от окисления кислородом воздуха и защищает от непосредственного механического воздействия).

Существенным недостатком ТЭН является потеря изоляции при их длительном бездействии в судовых условиях вследствие проникновения влаги через герметизирующий состав или в месте его контакта с трубкой и электровыводом. Поэтому перед включением кондиционера в режим нагрева следует подсушивать ТЭН путем пропускания тока с последующей проверкой сопротивления изоляции, которое должно быть не менее 1 Мом.

В судовых воздухонагревателях применяют прямолинейные и U-образные ТЭН. В первом случае удается создать более компактный пучок трубок для обеспечения рекомендуемой скорости воздуха в живом сечении 6—12 м/с, однако, при этом приходится устанавливать клеммные коробки с обеих сторон нагревателя, что увеличивает его длину и осложняет доступ к контактам и соединениям.

§ 26
Электровентиляторы и вспомогательные устройства судовых кондиционеров

Кроме электровентиляторов, здесь рассмотрены фильтры, увлажнительные устройства и каплеуловители, которые, хотя и называются вспомогательными устройствами, играют большую роль в обеспечении заданных кондиций воздуха.

Электровентиляторы. Электровентилятор является одним из главных узлов в оборудовании кондиционирования воздуха. Наряду с холодильной машиной он предопределяет основные эксплуатационные затраты на СКВ (в виде потребления электроэнергии), в неавтономных кондиционерах полностью обусловливает

виброакустические характеристики, а также в большой степени срок службы и надежность.

Ввиду необходимости рациональной компоновки и конструкции кондиционеров встраиваемые в них электровентиляторы несколько, а нередко и значительно, отличаются по конструкции от общесудовых вентиляторов. Желательно, чтобы конфигурация и размеры сечения нагнетательного патрубка электровентилятора соответствовали фронтальному сечению установленного за ним теплообменника, а скорость воздуха в патрубке была бы как можно ближе к оптимальной скорости набегающего на теплооб-

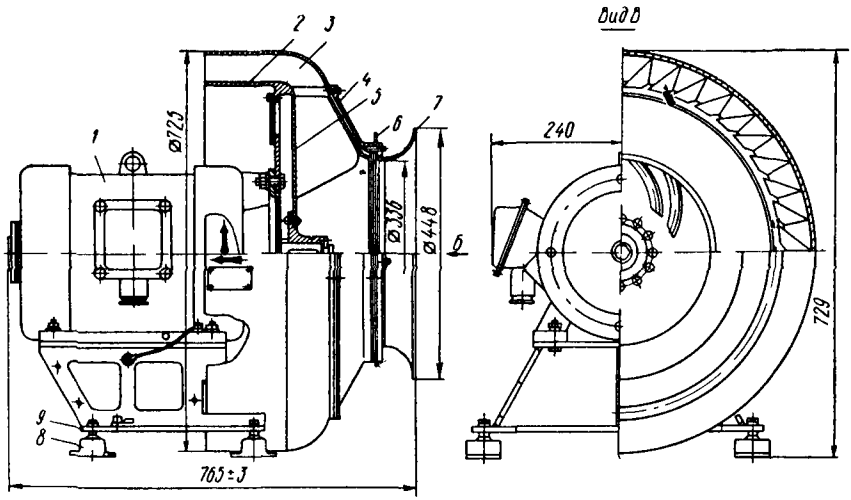


Рис 73. Центробежный прямоточный электровентилятор

менник потока. Обычно для соединения вентилятора со следующим за ним воздушным трактом применяют жесткие и гибкие патрубки и диффузоры, обеспечивающие плавный переход сечений.

Всасывающий патрубок встраиваемого в оборудование кондиционирования воздуха электровентилятора должен быть таким, чтобы обеспечить совершенное с точки зрения снижения сопротивления и затрат энергии подтекание воздуха и рациональный просос воздуха через теплообменник или другие узлы установки. Часто по условиям компоновки оборудования кондиционирования воздуха с целью выигрыша габаритов требуется, чтобы вентилятор и его электродвигатель были разделены, а вращение вентилятора осуществлялось бы через клиноременную передачу.

Центробежные вентиляторы одностороннего всасывания, улитка которых закреплена на фланце электродвигателя, применены в кондиционерах типов «Экватор», «Бриз», «Пассат», «Муссон». Размещение электровентилятора в таких кондиционерах было показано на рис. 52 и 53.

На рис. 73 представлен центробежный прямоточный электровентилятор производительностью 1,55 м³/с (5600 м³/ч) при полном давлении 3530 Па (360 мм вод. ст.), который устанавливают в групповых и центральных прямоточных кондиционерах. Он состоит из электродвигателя *1*, на вал которого насажено рабочее колесо *5*, а на фланце закреплен кожух *2*, являющийся одновременно корпусом спрямляющего аппарата *3*. Электродвигатель крепят на фундаменте *9* электровентилятора, который в свою очередь через амортизаторы *8* закрепляют на фундаменте в кондиционере. Между фланцем переднего диска-крышки *4* и фланцем приемного

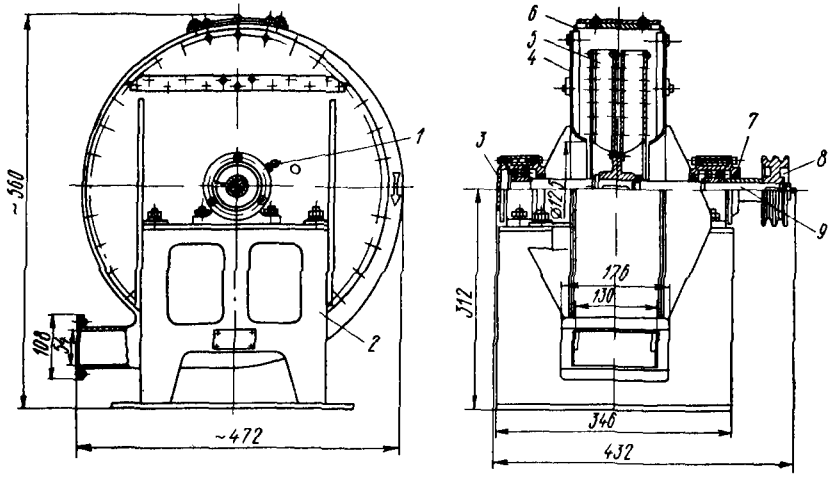


Рис. 74. Центробежный вентилятор двустороннего всасывания с клиноременным приводом от электродвигателя воздухопроизводительностью 0,208 м³/с (750 м³/ч) и полным давлением 4210 Па (430 мм вод. ст.).

патрубка *7* зажата диафрагма *6* кондиционера, которая разделяет воздушный тракт кондиционера на всасывающую и нагнетательную части. Теплообменник располагается за вентилятором.

Прямоточные центробежные электровентиляторы очень хорошо вписываются в общую конструкцию кондиционера, но они более сложны по конструкции, чем обычные центробежные электровентиляторы, и менее технологичны в изготовлении. Применять их следует в том случае, когда требования по малогабаритности имеют решающее значение.

На рис. 74 показан один из ряда центробежных вентиляторов, встраиваемых в центральные высоконапорные кондиционеры типа КЦВ. Отличительная черта его конструкции в том, что он двустороннего всасывания и получает вращение от электродвигателя через клиноременную передачу и шкив *8*. На фундаментной раме *2* установлены передний *7* и задний *3* подшипниковые узлы, являющиеся опорами вала *9*, на котором посажено рабочее колесо *5* двустороннего всасывания. К этому же фундаменту

прикреплен кожух 6 вентилятора с двумя приемными патрубками 4. Воздух засасывается с двух сторон из вентиляторной камеры, в которой установлен вентилятор, и нагнетается дальше по воздушному тракту кондиционера (поз. 1 обозначена штуцер-масленка).

Такие вентиляторы отличаются небольшими габаритами, удобны для встраивания в кондиционеры, но сложны в обслуживании и имеют ограниченный моторесурс из-за наличия клинорем-

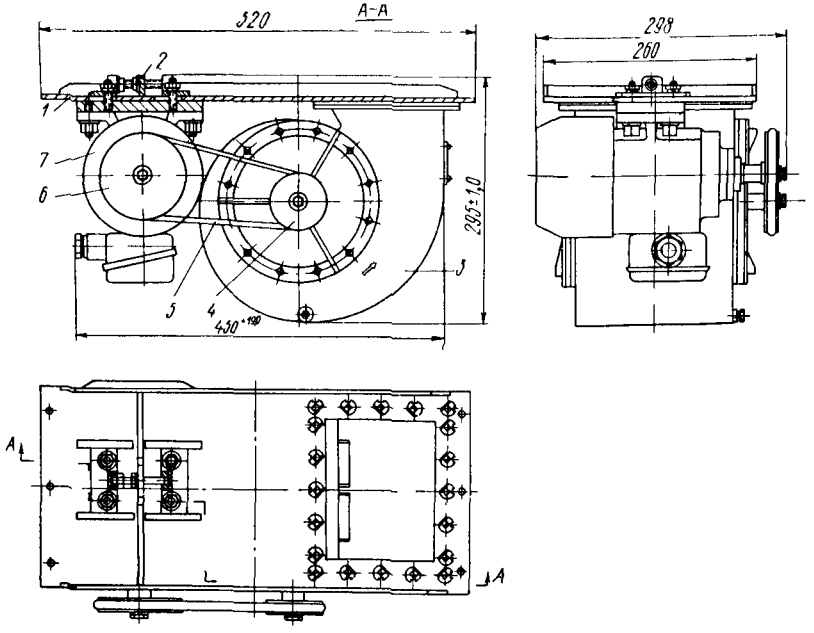


Рис. 75 Вентиляторный агрегат для местных кондиционеров производительностью 0,278 м³/с (1000 м³/ч) и полным давлением 274 Па (28 мм вод. ст.).

1 — фундаментная плита; *2* — устройство для натяжения ремня (перемещения электродвигателя); *3* — центробежный вентилятор двустороннего всасывания; *4* и *6* — шкивы; *5* — клиновой ремень, *7* — электродвигатель

менной передачи, требующей постоянного внимания. Они применяются в редких случаях, когда габариты кондиционеров не позволяют встраивать электродвигатель вентилятора.

Чаще всего для удобства компоновки и изготовления вентиляторов, получающих вращение от электродвигателя через клиноременную передачу, вентилятор и электродвигатель устанавливают на общем фундаменте. Иногда на общем фундаменте размещают два вентилятора и два электродвигателя, которые в кондиционере работают как один вентиляторный агрегат. В качестве примеров на рис. 75 и 76 показаны конструкции таких вентиляторных агрегатов, устанавливаемых в местные кондиционеры. Давление (напор) вентилятора полностью расходуется в кондиционере для преодоления сопротивления элементов воздушного тракта. Такие вентиляторные агрегаты удобны тем, что

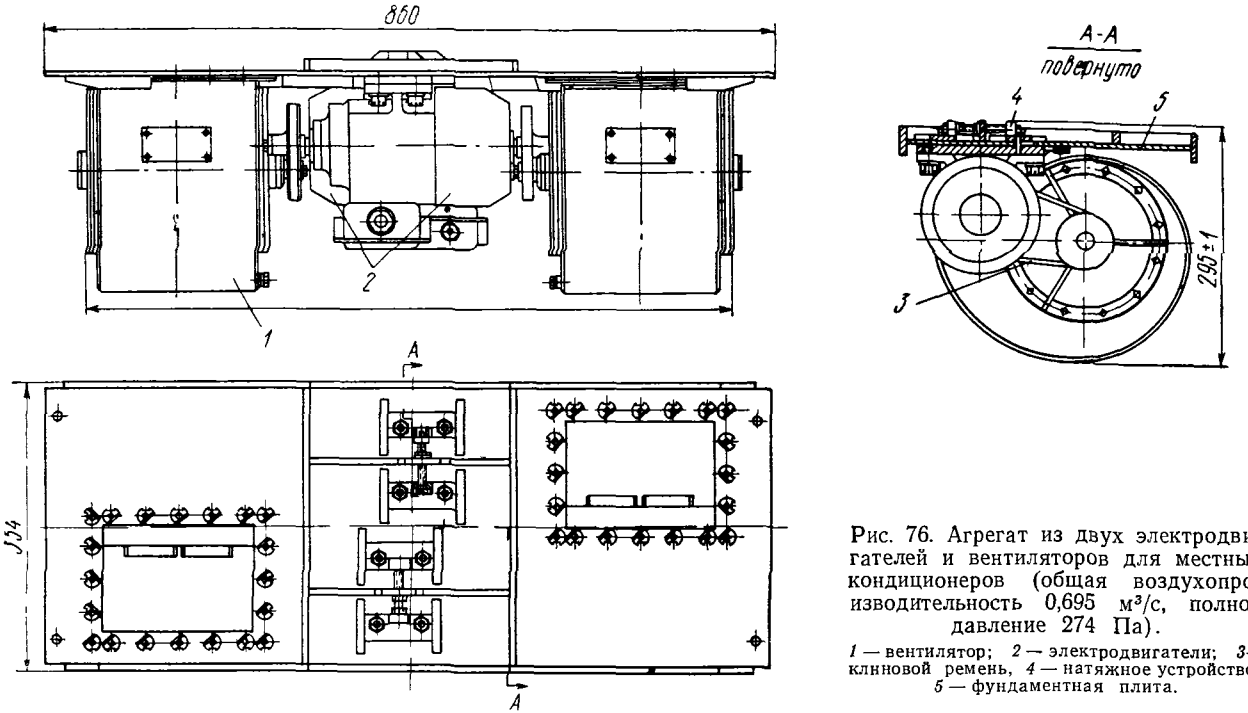


Рис. 76. Агрегат из двух электродвигателей и вентиляторов для местных кондиционеров (общая воздухопроизводительность 0,695 м³/с, полное давление 274 Па).

1 — вентилятор; *2* — электродвигатели; *3* — клиновой ремень, *4* — натяжное устройство; *5* — фундаментная плита.

в производстве на монтаж кондиционеров поступает полностью отрегулированное и испытанное изделие. Недостатком вентиляторных агрегатов, как уже отмечалось, является наличие клиноременной передачи, снижающей надежность и ограничивающей моторесурс. Поэтому для местных кондиционеров подобного типа целесообразно применять вентиляторные агрегаты без клиноременной передачи (рис. 77). Такой вентиляторный агрегат состоит из двух центробежных вентиляторов *4* и *5* одностороннего всасывания и одного электродвигателя *2*, вращающего рабочие колеса *3* и *6* вентиляторов. Электродвигатель закреплен на фундаментной плите *1* и имеет два свободных конца вала, на которые насажены правое *3* и левое *6* рабочие колеса. Кожухи вентиляторов закреплены также на фундаментной плите, что усложняет центровку рабочих колес в кожухах. Это основной недостаток вентиляторных агрегатов такой конструкции. Его можно избежать, применив двухфланцевый электродвигатель, который своими фланцами крепился бы к кожухам вентиляторов и таким образом не нуждался бы в креплении к фундаментной плите.

Для равномерного обдувания теплообменных батарей удобно применять осевые электровентиляторы, которые обеспечивают относительно небольшую осевую скорость потока воздуха и проще по конструкции, чем центробежные. Это особенно выгодно в тех случаях, когда по компоновке оборудования кондиционирования необходимо сохранять осевое направление движения потока воздуха. Недостатком осевых вентиляторов является ограниченная возможность создания высоких давлений. Поэтому они применяются, как правило, в местных воздухоохладительных установках, аэродинамическое сопротивление которых определяется воздухоохладительной батареей. Схемы устройства осевых электровентиляторов, применяемых в воздухоохладительных установках с теплообменной батареей в форме кольца, показаны на рис. 64 и 65. Конструкция электровентилятора проста и надежна в эксплуатации, она наиболее удобна для оборудования такого типа.

Иногда при создании компактных центробежных электровентиляторов двустороннего всасывания для местных кондиционеров электродвигатель встраивают внутрь рабочего колеса. Для этой цели используют специальные электродвигатели с так называемым внешним ротором. Такие электровентиляторы широко применяются в автономных кондиционерах.

Устройство электровентилятора подобной конструкции производительностью 0,166 м³/с (600 м³/ч) напором 196 Па для судовых отечественных автономных кондиционеров показано на рис. 78. К корпусу *1* улитки вентилятора на специальных радиально расположенных ребрах прикреплены опоры *7* для неподвижного вала-статора *5* электродвигателя. На шарикоподшипниках *2*, внутренняя обойма которых посажена на шейку вала-статора, установлен внешний вращающийся ротор *4*. Корпус ротора на наружной поверхности имеет два фланца, к которым прикреплены два рабочих колеса *6* со всасывающими отверстиями, направлен-

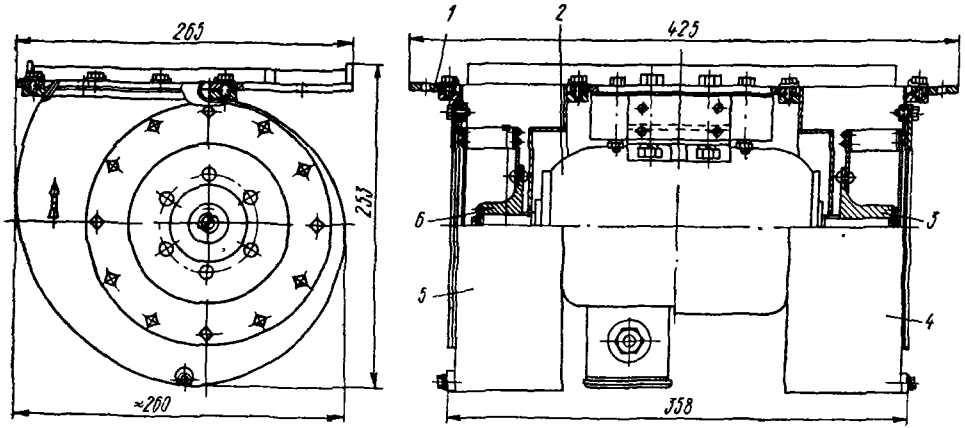


Рис. 77. Безременный электровентиляторный агрегат производительностью 0,166 м³/с и давлением 98 Па для местных кондиционеров.

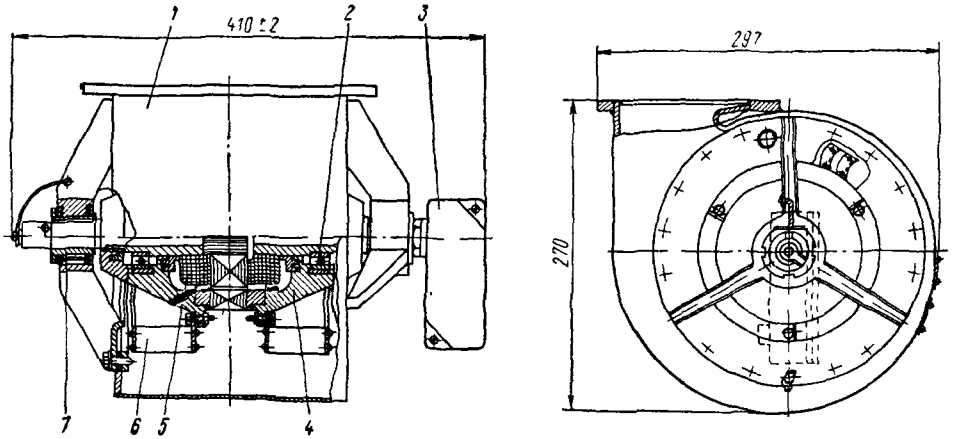


Рис. 78. Электровентилятор с внешним ротором — рабочим колесом.

ными в противоположные стороны. Электропитание к статору подается по кабелю, проходящему через сверление в торце вала (поз. *3* обозначена клеммная коробка). Такие электровентиляторы компактны и удобны при встраивании их в автономные и местные неавтономные кондиционеры.

В каждом случае при подборе электровентилятора для того или иного оборудования кондиционирования воздуха необходимо прежде всего учитывать воздухопроизводительность вентилятора, его давление, а также конструктивное оформление.

Более подробные сведения по конструкциям, теории и расчету судовых вентиляторов приведены в работе [6].

Фильтры судовых кондиционеров. Одной из функций судовых СКВ является очистка воздуха от пыли различного происхождения, размеры частиц которой колеблются от сотых долей микрона до 100 мкм и более. Для очистки воздуха от пыли могут быть применены следующие способы: механическая очистка, основанная на принципе действия на частицы сил тяжести, инерции или центробежной силы; фильтрация воздуха через пористые материалы (ткани, сетки, сухие или покрытые маслом, и т. п., на поверхности которых задерживается пыль); пропускание воздуха через электрическое поле для его ионизации, зарядки частиц электричеством и осаждения их на электродах (электрические фильтры высокого напряжения подаваемого на электроды тока и электростатические фильтры, в которых при движении воздуха электрическое поле создается самим фильтрующим синтетическим материалом — хлорином, лавсаном, капроновым волокном; по существу используются совместно второй и третий способы очистки воздуха); промывка воздуха жидкостью (водой и др.), при которой он частично очищается также от газовых примесей и запахов.

Для очистки воздуха от вредных газов, паров и неприятных запахов на судах можно применять фильтры с активированным углем.

В последнее время на судах отечественной постройки в СКВ используются в основном сетчатые масляные фильтры, а для покрытия сеток или другого заполнителя фильтра применяют висциновое, веретенное и вообще любые достаточно липкие, нестекающие, долго не высыхающие и не имеющие запаха масла. На некоторых судах устанавливают марлевые фильтры, которые могут улавливать только крупнодисперсную пыль, наименее вредную для человека, так как она не попадает в дыхательные органы. Марлевые фильтры служат в основном для предотвращения засорения ребристой поверхности теплообменников оборудования концидионирования воздуха.

Степень очистки воздуха в масляных фильтрах относительно высокая (до 95—98%), однако они имеют недостатки: малую пылеемкость, возможность загрязнения воздуха акролеином (при высоких температурах), необходимость периодической промывки сеток от загрязненного масла и покрытия их чистым маслом. На

рис. 79 показана секция такого фильтра. Она состоит из внутренней *2* и наружной *1* рамок в сборе, между которыми уложено 12 рядов гофрированных сеток *3* из нержавеющей стали так, чтобы направления гофр соседних сеток были взаимно перпендикулярными. Размер ячеек у сеток различен. Сетки первых по ходу воздуха шести рядов выполнены из проволоки диаметром $d=0{,}32$ мм с размером стороны ячейки $a=1{,}2$ мм, сетки последующих четырех рядов — из проволоки $d=0{,}25$ мм с $a=0{,}63$ мм, а сетки последних двух рядов — из проволоки $d=0{,}25$ мм с $a=0{,}5$ мм. В зависимости от расхода воздуха фронтальное сечение набирают из различного числа секций (см. прилож. VI). Начальное аэродинамическое сопротивление незагрязненного фильтра при максимальной производительности по воздуху составляет 150 Па. Конечное сопротивление фильтра, при котором его необходимо чистить, чтобы обеспечить степень очистки воздуха не менее 90%, составляет 250 Па.

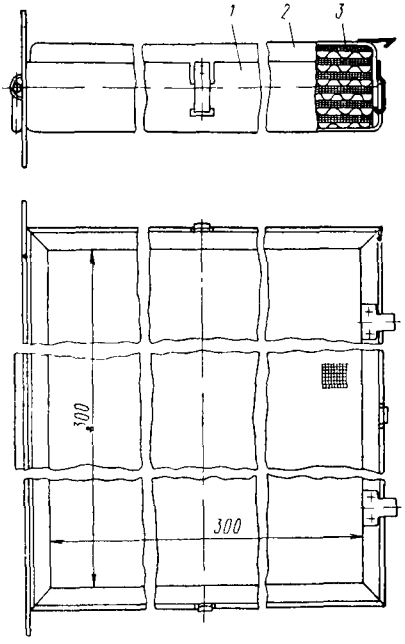


Рис. 79. Секция масляного фильтра.

В последнее время для СКВ на судах широко применяют фильтры из синтетических волокнистых материалов, обладающие достаточно высокими характеристиками по очистке воздуха от

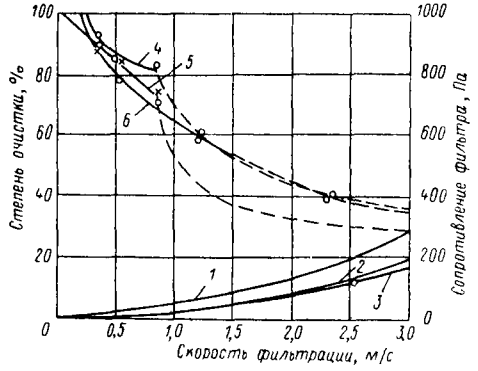


Рис. 80. Характеристики фильтров из полипропилена и вилидона. Сопротивление и степень очистки воздуха полипропиленом толщиной 9 мм (соответственно кривые *1* и *4*) и 6 мм (кривые *2* и *5*) и вилидоном толщиной 6 мм (кривые *3* и *6*).

пыли. В отличие от масляных фильтров они имеют меньшие габариты, более высокую степень очистки от мелкодисперсной пыли, им свойственны простота регенерации, отсутствие загрязнения

воздуха масляными аэрозолями и др. В иностранном судостроении из фильтров такого типа применяются в основном фильтры *плиотрон* и *вилидон*, которые по своим характеристикам практически не отличаются один от другого, хотя и поставляются различными фирмами. В СССР для судовых СКВ разработан ряд пылевых фильтров на основе синтетического волокна — полипропилена. Это волокно устойчиво к действию минеральных кислот и щелочей, не горит и не выделяет токсических веществ в условиях эксплуатации на судах.

На рис. 80 показаны характеристики по степени очистки и сопротивлению синтетических материалов полипропилена и вилидона, на основе которых созданы пылевые фильтры в СССР и за рубежом. Данные получены на литейной пыли, относящейся к группе среднедисперсных пылей.

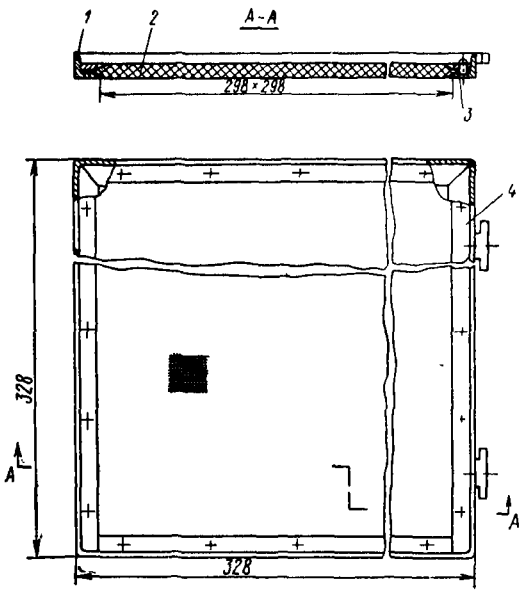


Рис. 81. Секция фильтра из полипропилена.
1 — рамка; *2* — слой полипропиленового волокна; *3* — заклепка; *4* — накладка.

Устройство секции пылевого фильтра с полипропиленом в качестве фильтрующего материала показано на рис. 81. Фильтр состоит из слоя *2* полипропиленового волокна, размещенного между двумя капроновыми сетками и прошитого капроновыми нитками. Фильтрующая часть заключена в рамку из алюминиево-магниевого сплава. Капроновые сетки служат для закрепления волокнистого мата и для очистки воздуха от волокнистой пыли. Масса такой секции без пыли 270 г. Аэродинамическое сопротивление фильтра без пылевой нагрузки:

Скорость фильтрации, м/с	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
Сопротивление, Па	20	50	80	130	180

При насыщении фильтра пылью сопротивление его увеличивается:

Масса фильтра с пылью, г	270	280	300	310	320	330	340
Сопротивление, Па	20	40	250	320	450	760	1000

Очистка фильтра от пыли производится путем простукивания, продувки воздухом с чистой стороны, а также промывки его струей чистой теплой (~40° С) воды. Если пыль содержала замасляные частицы, то фильтр необходимо прополаскать в специальном моющем растворе.

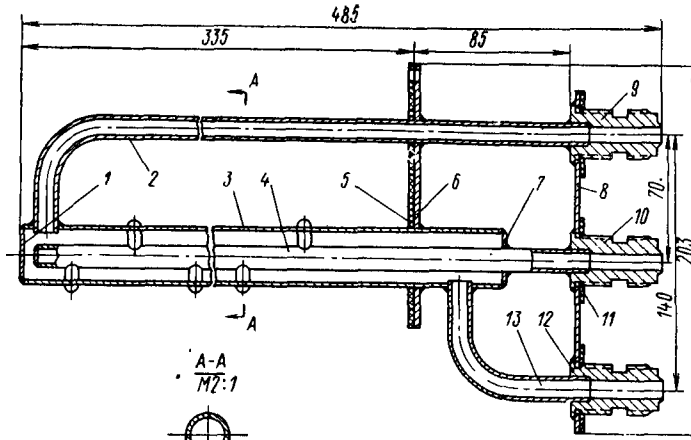


Рис. 82. Увлажнитель с тепловой защитой паровой трубки конденсатом пара.

1 и *7* — заднее и переднее донышки; *2* — подводящая трубка; *3* — наружная трубка; *4* — внутренняя паровая трубка; *5* и *11* — прокладки; *6* — крепежный фланец; *8* — уплотнительный фланец; *9* и *12* — штуцеры подвода конденсата из сепаратора и его отвода в конденсатный трубопровод D_y 10; *10* — штуцер подвода пара D_y 10; *13* — отводящая трубка; *14* — паровой ниппель (форсуика).

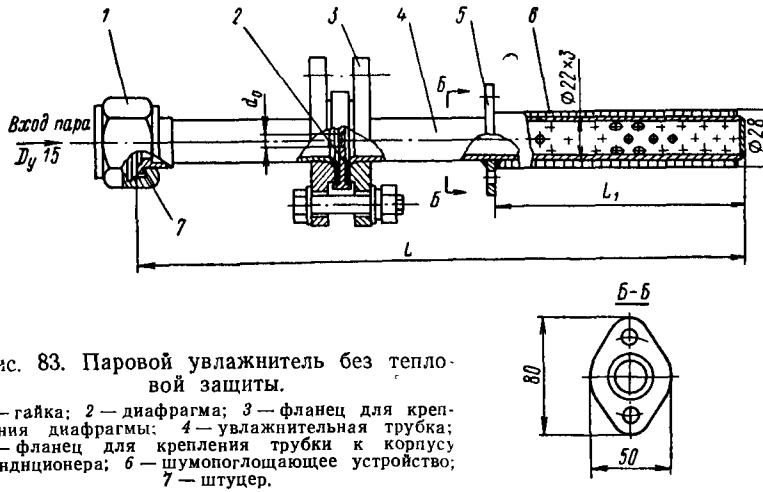


Рис. 83. Паровой увлажнитель без тепловой защиты.

1 — гайка; *2* — диафрагма; *3* — фланец для крепления диафрагмы; *4* — увлажнительная трубка; *5* — фланец для крепления трубки к корпусу кондиционера; *6* — шумопоглощающее устройство; *7* — штуцер.

В зависимости от расхода фильтруемого воздуха эти фильтры включают в себя от одной до девяти таких секций (см. прилож. VI).

Увлажнительные устройства. В судовых кондиционерах применяются паровые увлажнительные устройства, с помощью которых воздух увлажняется насыщенным водяным паром давлением 0,3—0,5 МПа. Такие увлажнители просты по устройству и имеют небольшие габариты. Их устанавливают, как правило, между воздухонагревателями первичного и вторичного подогрева. Недостатки паровых увлажнителей — повышенный шум, вызываемый дросселированием и истечением пара, и возможность приобретения воздухом запаха при увлажнении его паром энергетических установок.

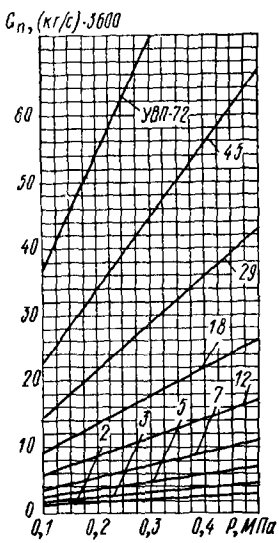


Рис. 84. График зависимости расхода пара через увлажнители от давления пара.

Применяются паровые увлажнители двух типов: с тепловой защитой паровой трубки конденсатом пара (рис. 82) и без нее (рис. 83). Практика показала, что в реальных условиях работы увлажнителей в судовых кондиционерах охлаждение даже не защищенной конденсатом паровой трубки и начальная конденсация пара в ней настолько малы, что нет необходимости в тепловой защите паровой трубки; в результате конструкция парового увлажнителя значительно упрощается и стоимость его снижается. Поэтому в последние годы в оборудовании кондиционирования воздуха отечественного и зарубежного производства применяются исключительно паровые увлажнители воздуха без тепловой защиты.

Характеристики ряда таких увлажнителей для отечественных кондиционеров приведены в прилож. VII. Устройство и работа этих увлажнителей просты. Пар, поступивший из сепаратора в увлажнитель, в диафрагме *2* дросселируется до давления, близкого к атмосферному (при этом он подсушивается и даже перегревается), а затем через отверстия диаметром 3 мм в увлажнительной трубке *4* с умеренной скоростью выходит в воздушное пространство камеры увлажнения. На выходе из отверстий увлажнительной трубки установлено шумопоглощающее устройство *6* в виде нескольких слоев металлической сетки.

Диафрагму в увлажнителе устанавливают для того, чтобы понизить давление пара перед отверстиями и, следовательно, скорость его истечения (дальнобойность струй), а также обеспечить заданный расход пара при его давлении 0,4 МПа. Зависимость расхода пара через увлажнитель при изменении его давления представлена на рис. 84. При отсутствии диафрагмы расширение

пара происходило бы полностью в отверстиях трубки, скорость его истечения достигла бы критической, вследствие чего акустические характеристики и эксплуатационные качества увлажнителя были бы ухудшены. При больших скоростях истечения струи пара обладали бы большой дальнобойностью, пар попадал бы на внутренние поверхности элементов и корпуса кондиционера, где и конденсировался. Поэтому в увлажнителе целесообразно устанавливать диафрагму, причем внутри трубки, стенки которой выполняют роль звуковой преграды. Произведенные замеры шума вокруг работающего увлажнителя в свободном пространстве показывают, что и в случае дросселирования пара в диафрагме шум

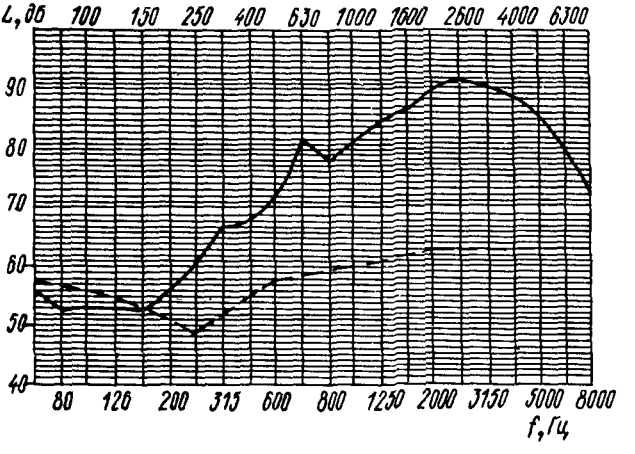


Рис. 85. Спектограммы воздушного шума увлажнителя УВП-72 с глушителем-сеткой (штриховая линия) и без него (сплошная линия).

увлажнителя (при отсутствии шумопоглощающих устройств) достигает больших значений — до 98 дБ на УВП-72.

На рис. 85 приведены спектрограммы воздушного шума увлажнителя УВП-72 с шумопоглощающим устройством — сеткой (штриховая линия) и без него (сплошная линия). Из рисунка видно, что в спектре преобладают высокочастотные составляющие и применение сетки в качестве шумоглушителя дает хороший эффект.

Иногда в судовых местных и автономных кондиционерах применяются водяные увлажнители в виде трубки с форсунками для разбрызгивания воды. Над форсунками устанавливают пластинки-отбойники капель влаги. Однако такие увлажнители малоэффективны и применяются редко.

Каплеуловители. Насыщение воздуха капельной влагой может быть вследствие ее уноса с поверхности охлаждения воздухоохладителя, а также при увлажнении воздуха водой и паром. Унос влаги в воздухопроводы СКВ крайне нежелателен, так как это вызывает появление сырости в кондиционируемых помещениях, интенсивную коррозию всех элементов системы, нарушение работы элементов автоматики, устанавливаемых в воздушном тракте,

а также может привести к скоплению влаги в отдельных местах и последующей аварии оборудования системы кондиционирования.

Для отделения капель влаги от воздуха, ее сбора и дренирования применяются специальные сепараторы капельной влаги, называемые каплеуловителями (каплеотделителями), или элиминаторами. В судовом оборудовании кондиционирования воздуха

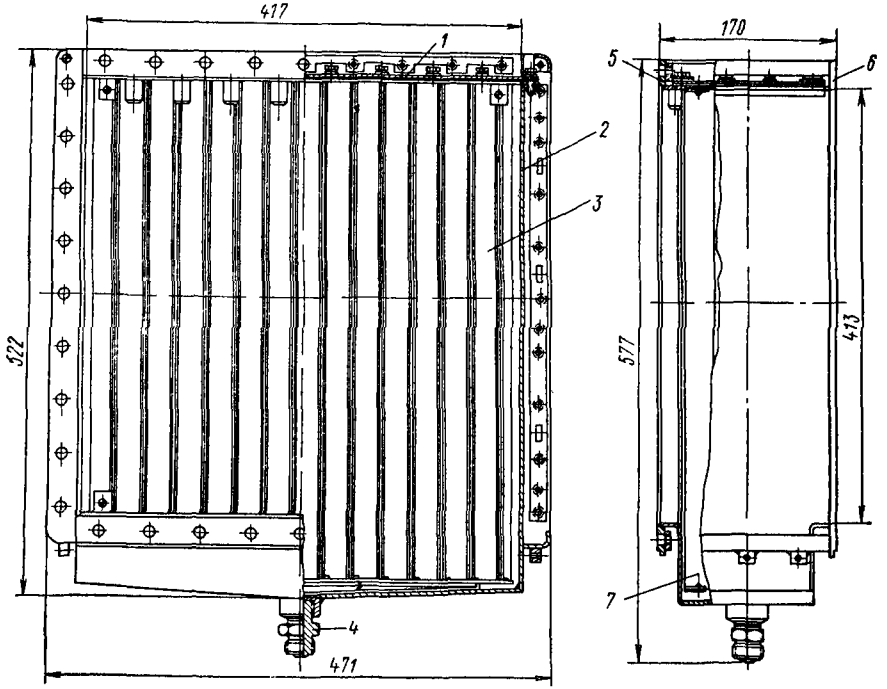


Рис. 86 Конструкция каплеуловителя магистральных воздухоохладителей

применяются каплеуловители инерционного типа, в которых воздух вместе с каплями влаги движется в извилистых каналах, образованных рядами изогнутых пластин. В результате многократных поворотов потока воздуха капли влаги под действием инерционных сил отбрасываются на поверхности пластин, по которым стекают в поддон, а затем через дренажное отверстие накопившаяся влага удаляется из каплеуловителя.

На рис. 86 показана конструкция каплеуловителя, устанавливаемого после магистрального воздухоохладителя. Каплеуловитель состоит из корпуса *2*, в который сверху через окно вставлена кассета *3* и закрыта крышкой *1*. Внизу корпус оканчивается поддоном *7*, в котором скапливается влага, стекающая через штуцер *4* в судовую дренажную магистраль. На корпусе имеются два фланца *6* и *5*. входной, которым каплеуловитель закреплен на шпильках воздухоохладителя, и выходной, к которому прикреп-

лен судовой воздухопровод системы кондиционирования. Все детали выполнены из легкого сплава.

Качество работы каплеуловителя зависит от конструктивного оформления и сопряжения его основных узлов (кассеты и поддона) и характеризуется каплеудерживающей способностью. *Коэффициент каплеудержания* определяется как отношение количества $G_{в\ з}$ влаги, задержанной в каплеуловителе, к общему ее количеству $G_{в\ о}$, выпавшему в процессе охлаждения или увлажнения воздуха: $k_у = G_{в\ з}/G_{в\ о}$.

Каплеуловители пока еще очень мало исследованы, не существует вполне определенных количественных зависимостей между $k_у$ и различными факторами. Для современных каплеуловителей $k_у = 0{,}85 \div 0{,}95$, а иногда и 1,0. На величину $k_у$, кроме конструкции каплеуловителя, влияют скорость воздуха $\omega_в$ (чем больше $\omega_в$, тем меньше $k_у$) и размеры капель влаги (для мелких капель $k_у$ меньше).

Принцип и качество работы кассеты определяются геометрией и конструкцией ее проточной части. Существует много конструктивных разновидностей проточной части, но основными из них нужно считать показанные на рис. 87. На рис. 87, *а* представлена проточная часть каплеуловителя с наружным дренированием капельной влаги при помощи 10 каплеотбойных плаиок на одной пластине. Длина каплеуловительной пластины по ходу воздуха 120 мм, шаг между пластинами 25 мм, толщина пластины 1,5 мм. На рис. 87, *б* можно видеть проточную часть каплеуловителя с внутренним дренированием капельной влаги при помощи вертикальных щелевых воротничковых просечек, расположенных в шахматном порядке с двух сторон пустотелой пластины (авт. свид. К. А. Грузова, Б. И. Харченко № 187505 Кл. 50,7/10). Длина просечки 50 мм, ширина щели 2 мм, шаг между просечками 15 мм и длина перемычки между просечками по вертикали 10 мм. Проточная часть каплеуловителя, показанная на рис. 87, *в*, отличается от предыдущей более плавным скруглением волнообразного канала для снижения аэродинамического сопротивления каплеуловителя.

Испытания моделей указанных проточных частей каплеуловителей в пределах скоростей воздуха в канале 3—9 м/с при каплесодержании воздуха 0,6—1,95 г/кг показали, что каплеуловитель с проточной частью первого типа (рис. 87, *а*) пропускает капельную влагу, а у каплеуловителей с проточной частью, показанной на рис. 87, *б, в*, вылета влаги не обнаружено. Коэффициенты аэродинамического сопротивления этих моделей каплеуловителей, отнесенные к скорости набегающего потока воздуха, лежат в интервале значений $\zeta = 2{,}2 \div 17{,}8$. Наибольшее значение относится к каплеуловителю с наружным дренированием влаги (рис. 87, *а*), наименьшее — к модели, показанной на рис. 87, *в*.

Необходимо отметить, что часть капель влаги, особенно мелких, испаряется с поверхности пластин каплеуловителя. Уменьшение скорости движения воздуха приводит к снижению интенсив-

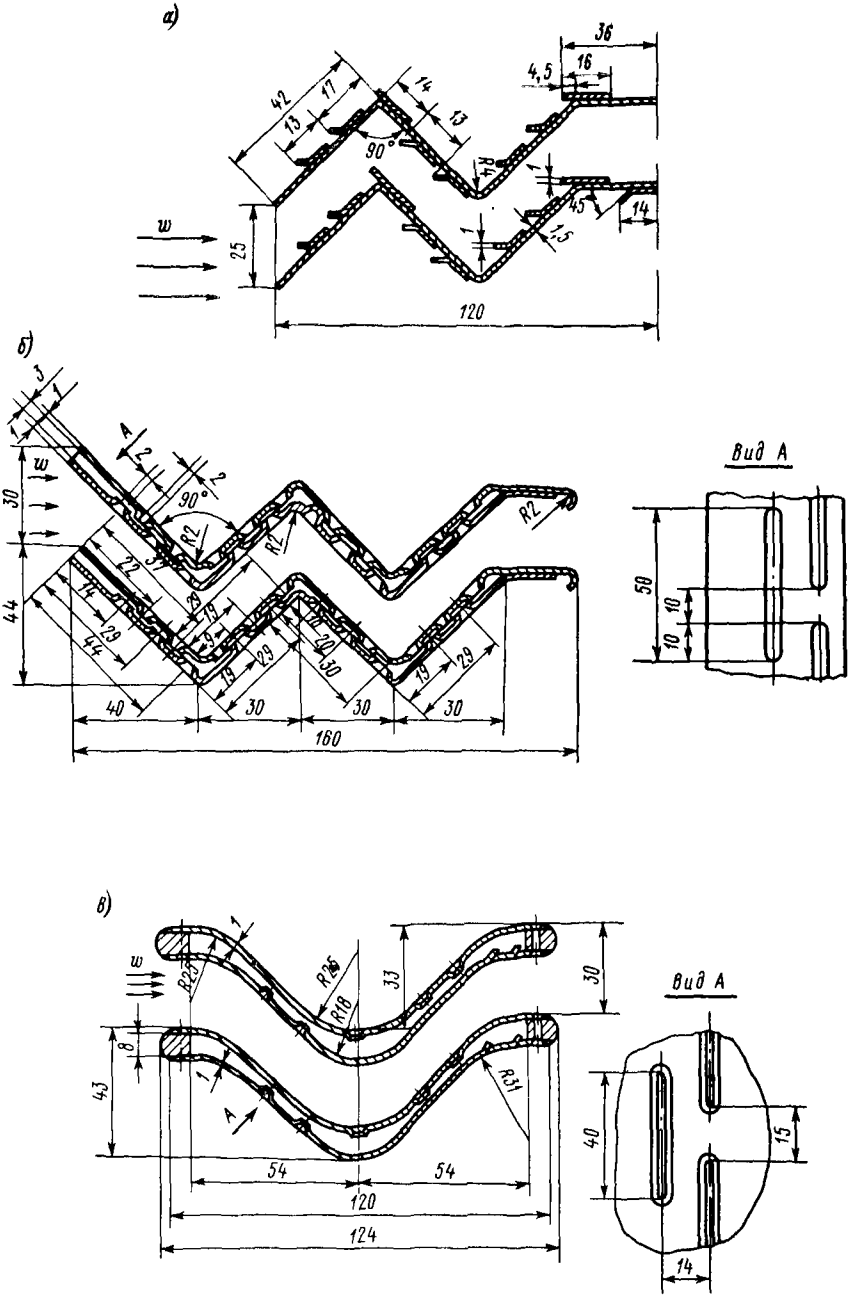


Рис. 87. Конструкции проточной части кассет каплеуловителей с наружным (*а*) и внутренним (*б*, *в*) дренированием капельной влаги.

ности испарения осевших капель, но при отсутствии внутренних дренирующих каналов скопление капель может вызвать их отрыв от поверхности на поворотах и от кормовой ее части еще до попадания влаги в поддон. Кроме того, снижение скорости при определенной ширине канала проточной части может привести к пропуску мелких капель. Возрастание скорости движения воздуха, хотя и способствует осаждению капельной влаги на пластины и ее испарению, приводит к отрыву капель с поверхности.

Применение проточной части с внутренним дренированием исключает отрыв капель от поверхности пластин на поворотах и в кормовой части в результате их скопления и укрупнения. Крупные капли, осаждаясь на поверхности пластин каплеуловителя, струйками спускаются вниз и переносятся по направлению движения воздуха. Характер движения струек — ступенчатый. Горизонтальная часть ступеньки соответствует перемычке между просечками. Часть струек через щели (просечки) перетекает во внутреннюю полость каплеуловителя и затем в поддон.

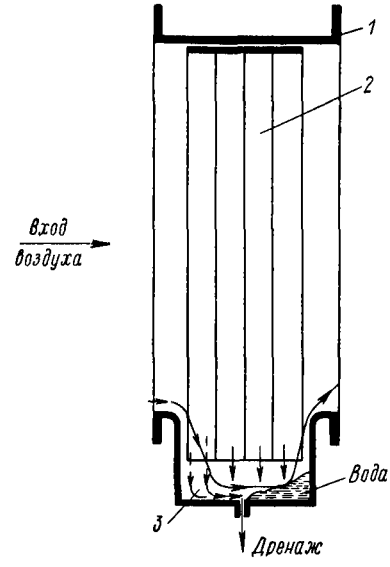


Рис. 88 Конструктивная схема наиболее часто применяющегося каплеуловителя.
1 — корпус; *2* — кассета; *3* — поддон.

На каплеудерживающую способность каплеуловителя большое влияние оказывает правильное сопряжение кассеты каплеуловителя с поддоном и боковыми стенками. В воздухоохладителях и кондиционерах чаще всего применяется конструкция каплеуловителя, показанная на рис. 88. Поддон *3* имеет прямоугольное сечение с дренажным отверстием по центру. Кассета *2* погружена в поддон на 75—85% его максимальной глубины. В процессе испытаний было установлено, что погружение кассеты в поддон не обеспечивает 100%-ного каплеудержания. Вылет капель происходит из нижней части рабочего окна каплеуловителя. Наблюдается скопление конденсата у задней (по ходу воздуха) стенки поддона. Состояние поверхности конденсата подобно состоянию поверхности кипящей воды.

Основная причина выброса влаги из нижней части рабочего окна — движение воздушного потока через поддон. На входе в каплеуловитель часть воздушного потока устремляется в поддон и способствует стоку конденсата по пластинам вниз, т. е. здесь наблюдается прямоток воздуха и конденсата (рис. 88). Затем имеет место перекрестное движение воздуха и конденсата, при этом воздух может срывать с нижней части кассеты капли

конденсата и отбрасывать их к задней стенке поддона. Постоянное скопление конденсата около задней стенки поддона является также следствием центрального расположения дренажного отверстия, сток к которому конденсата, находящегося на второй (по ходу воздуха) половине поддона, затруднен из-за встречного движения воздуха в поддоне. Поэтому желательно располагать дренажное отверстие у задней стенки поддона. На выходе из поддона воздушный поток вдоль его задней стенки устремляется вверх. Здесь наблюдается противоток воздуха и стекающего по пластинам конденсата. Это является основной причиной выброса капель из нижней части поддона.

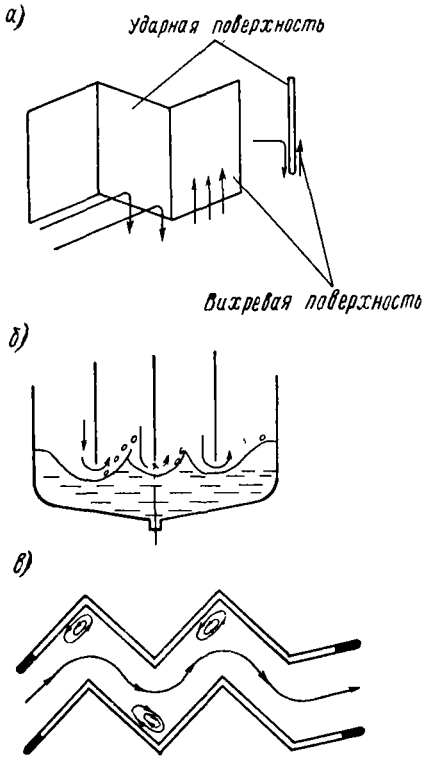


Рис. 89. Упрощенная схема механизма образования кипения конденсата (*а*, *б*) и вихрей потока (*в*) в каплеуловителе.

Другая не менее важная причина неудовлетворительной работы каплеуловителя следующая. Воздушный поток, проходящий через поддон, срывает с кипящей поверхности конденсата капли и выбрасывает их из каплеуловителя. Кипение конденсата в поддоне обусловливается особенностью течения воздуха у нижней кромки кассеты и в поддоне в результате наличия значительной вертикальной составляющей скорости потока. Эта составляющая является следствием двух причин: во-первых, разности давлений между входным и выходным сечениями кассеты, обусловленной сопротивлением последней, что приводит к возникновению движения воздуха через поддон, являющийся в этом случае байпасным каналом по отношению к кассете; во-вторых, и это наиболее существенно, ударного течения воздуха в зигзагообразном канале, приводящего к резкому изменению вектора скорости, в результате чего у нижних кромок кассеты появляется движение, направленное вниз со стороны ударной поверхности пластины кассеты и вверх — на противоположной вихревой стороне. Наличие направленных струй воздуха в поддон и обратно вызывает кипение скопившегося в нем конденсата. Кроме того, при визуальном наблюдении течения в каналах кассеты были замечены большие вихревые зоны у поверхностей пластин. Упрощенная схема механизма

образования кипения конденсата и вихрей потока показана на рис. 89.

Различные конструктивные решения при сочленении кассеты с поддоном имеют целью исключить движение воздуха через поддон. Например, производится набивка поддонов резиновыми или полихлорвиниловыми шнурами, которые пропускают через себя конденсат, но представляют большое сопротивление движению потока воздуха. Иногда под кассетой ставят перфорированный лист, а поддон заполняют набивкой из резинового шнура. Все эти меры, вместе с выполнением дренажного отверстия у задней стенки поддона, значительно улучшают работу каплеуловителя и почти исключают вылет капель из поддона.

Каплеуловители следует устанавливать за ребристым воздухоохладителями (ВО), если нет условий для естественного отделения капельной влаги (поворот воздушного потока, движущегося через ВО сверху вниз, на 180°, или горизонтально — на 90° вверх, с внезапным расширением сечения, т. е. уменьшением скорости воздуха), а также при выносе капельной влаги из ВО горизонтально движущимся воздушным потоком с массовой скоростью в живом сечении $w_в\gamma_в \geqslant 5 \div 6$ кг/(м²·с). При этом желательно иметь высокую относительную влажность воздуха после ВО, что уменьшает возможность испарения влаги в каплеуловителе.

ГЛАВА

VII

ОСНОВЫ РАСЧЕТА СУДОВЫХ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Цель расчета судовой СКВ — определение всех необходимых тепловлажностных нагрузок, параметров воздуха и аэродинамических сопротивлений системы, по которым нужно подобрать или спроектировать оборудование кондиционирования для выбранного типа системы и технологической схемы обработки воздуха.

Расчет системы включает в себя:

1) выбор расчетных внешних и внутренних параметров воздуха и температуры забортной воды в зависимости от района плавания судна;

2) определение необходимого количества наружного воздуха;

3) составление тепловлажностного баланса обслуживаемых системой помещений;

4) выбор системы кондиционирования, технологической схемы обработки воздуха, типа и числа кондиционеров;

5) построение процессов кондиционирования, определение общего расхода воздуха и тепловлажностных нагрузок на кондиционеры и теплообменники каютных доводочных воздухораспределителей (если они имеются в системе);

6) аэродинамический расчет системы, выбор типа воздухораспределителей и определение необходимого давления (напора) воздуха за кондиционерами.

При выполнении указанных расчетов необходимо руководствоваться Санитарными правилами [127, 128], соответствующими нормативными и руководящими техническими материалами, а также справочной и другой специальной литературой [77, 83, 101, 102, 103, 158 и др.].

§ 27
Выбор расчетных внутренних и внешних парвметров и копичества наружного воздуха для системы

Расчетные параметры воздуха в различных судовых помещениях для летнего и зимнего режимов в зависимости от района плавания судна принимаются по Санитарным правилам [127, 128] и другим (специальным) нормативным материалам (см. § 12).

Расчетные параметры наружного воздуха (температура $t_н$ и относительная влажность $\varphi_н$) и температура забортной воды для морских и речных судов могут быть приняты в соответствии с нормативными материалами по прилож. VIII и IX.

Минимально необходимое количество наружного (свежего) воздуха определяется для каждого помещения (с объединением однотипных помещений) в зависимости от его назначения, расположения и количества находящихся в нем людей по формуле

$$V_{н.п} = v_{н.л} n_л, \qquad \text{(VII.1)}$$

где $V_{н.п}$ — минимально необходимое количество наружного воздуха для данного помещения, м³/ч;

$v_{н.л}$ — санитарная норма подачи наружного воздуха [127, 128], м³/(чел. ч);

$n_л$ — количество людей в помещении.

Общий минимальный расход наружного воздуха (м³/ч), который должна обеспечить судовая СКВ, определяется по формуле

$$V_{н.в} = \sum_{i=1}^{n} (V_{н.п} k)_i, \qquad \text{(VII.2)}$$

где k — число помещений данного типа с расходом наружного воздуха $V_{н.п}$ в каждом;

n — число групп различных помещений.

Значения $V_{нп}$ и $V_{нв}$ окончательно следует принимать в расчет с запасом, чтобы при индивидуальном регулировании (уменьшении) воздухоподачи в помещениях в них поступало количество наружного воздуха не меньше требуемого по санитарным нормам.

§ 28
Рвсчет тепло- и влагоизбытков и теплопотерь в судовых помещениях

В жилых, общественных и служебных помещениях транспортных и других судов, как отмечалось выше, в летнее время наблюдаются теплоизбытки, в зимнее — теплонедостатки и в любое время года — влагоизбытки, обусловленные в основном влаговыделениями людей.

Рассмотрим тепловлажностный баланс обычных судовых кондиционируемых помещений, исключая помещения, насыщенные разнообразными тепло- и влаговыделяющими оборудованием и поверхностями (рефрижераторные трюмы, провизионные камеры и специальные судовые помещения здесь также не рассматриваются).

Общие теплоизбытки (кВт) в судовых кондиционируемых помещениях можно считать как сумму явных $Q_{я.изб}$ и скрытых $Q_{скр}$ теплопритоков[1]

$$Q_{изб} = Q_{я.\,изб} + Q_{скр}. \qquad \text{(VII.3)}$$

Скрытые тепловыделения (теплопритоки)

$$Q_{скр} = \frac{W_{изб} i_п}{3600}, \qquad \text{(VII.4)}$$

где $W_{изб}$ — общие влагоизбытки в помещениях, кг/ч;

$i_п$ — энтальпия (теплосодержание) водяного пара при температуре помещения (обычно принимают $i_п \approx 2540 \div 2560$ кДж/кг).

Явные теплоизбытки (кВт) можно выразить как сумму различных теплопритоков

$$Q_{я.\,изб} = Q_{огр} + Q_{с.\,р} + Q_{ост} + Q_{я.\,л} + Q_{я.\,о.\,п} + Q_{осв} + Q_{обор}, \qquad \text{(VII.5)}$$

где $Q_{огр}$ — теплопритоки (исключая радиационные) через все (в том числе и остекленные) поверхности ограждения;

$Q_{с.р}$ — тепловой поток солнечной радиации, проникающий через поверхности ограждения (исключая остекление):

$Q_{ост}$ — тепловой поток солнечной радиации, проникающий через остекление;

$Q_{я.л}$ — явный теплоприток от людей;

$Q_{я\,о.п}$ — явный теплоприток от остывающей пищи;

$Q_{осв}$ — теплоприток от приборов искусственного освещения;

$Q_{обор}$ — теплоприток от оборудования, нагретых поверхностей и т. п.

Теплопритоки (летом) или теплопотери (зимой) через поверхности ограждения помещения определяются по формуле

$$Q_{огр} = 10^{-3} \sum_{i=1}^{n} k_i F_i \theta_i, \qquad \text{(VII.6)}$$

[1] См. примечание в сноске на стр. 65.

где k_i — коэффициент теплопередачи i-й поверхности ограждения (F_i, м^2), Вт/(м^2·К);

θ_i — перепад температур снаружи и внутри помещения для i-й поверхности ограждения, °С.

Перепад температур θ_i принимают для каждой поверхности в отдельности в зависимости от температуры среды (воздуха, воды), располагающейся по другую (по сравнению с помещением) сторону этой поверхности. Например, по другую сторону различных поверхностей ограждения помещения (бортов, переборок, палубы, подволока) может быть наружный воздух, машинно-котельное отделение МКО, коридор и т. д. Следует иметь в виду, что температуру в коридорах принимают на 1—3°С выше (летом) или ниже (зимой), чем в кондиционируемом помещении. Температуру воздуха в рабочей зоне МКО летом принимают на 5°С выше температуры *наружного воздуха*. Однако в верхней зоне МКО температура воздуха, как правило, на 5—7°С выше температуры в рабочей зоне, что должно быть учтено при расчете теплопритоков в помещения, примыкающие к верхней зоне МКО. В зимнее время температуру воздуха в МКО принимают не выше 25°С [127].

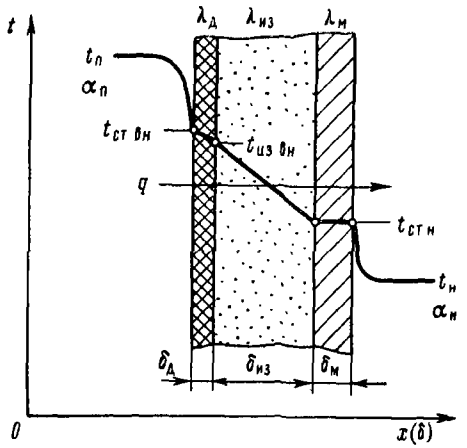


Рис. 90 К расчету теплоизоляции помещения.

Коэффициенты теплопередачи k, Вт/(м^2·К), через ограждения кондиционируемых помещений в соответствии с РС-693-66 рекомендуется принимать следующими:

— для борта, наружных стенок, подволока и пола над МКО — 0,93—1,16;

— для пола над МКО при теплоизоляции противопожарной мастикой — не более 2,9;

— для пола над рефрижераторными камерами — 0,58;

— для остекленных поверхностей — 4,65.

Однако, как показывают расчеты [151], при наличии только противопожарной изоляции переборок МКО с $k \approx 3{,}5$ Вт/(м^2·К) теплопритоки от МКО составляют примерно 15% от суммарных теплопритоков, что приводит к значительному увеличению первоначальных и энергетических затрат на оборудование кондиционирования воздуха или к созданию дискомфортных условий воздушной среды в помещениях, если эти теплопритоки не учтены расчетом при проектировании СКВ. В работе [151] обоснована необходимость такой изоляции ограждений МКО, граничащих с кондиционируемыми помещениями, при которой обеспечивался бы опти-

мальный коэффициент теплопередачи $k=1{,}05\div1{,}16$ Вт/(м²·К). Для этого необходима толщина изоляции 40—55 мм из материала, близкого по характеристикам к материалу ФС-7 (плиты из пенопласта), и 25—30 мм из материала, близкого по характеристикам к пенополиуретану. Средства, затраченные при этом на изоляцию МКО, полностью окупаются за 3—4 года эксплуатации судна.

Для обеспечения указанных выше коэффициентов теплопередачи ограждений судовых помещений должна быть рассчитана и выполнена соответствующая изоляция помещений.

В отличие от рефрижераторных трюмов, провизионных камер, изоляционные конструкции которых сложны и рассчитываются на обеспечение минимальных теплопритоков, т. е. $k\approx0{,}45\div0{,}8$ Вт/(м²·К), изоляция судовых кондиционируемых помещений обычно проста, имеет относительно небольшую толщину и должна быть рассчитана из условия предотвращения отпотевания внутренних поверхностей ограждения помещений в зимний период или обеспечения их температуры, отличающейся не более чем на 2° С от температуры воздуха в помещении.

Рассмотрим этот расчет для простейшей конструкции изоляции без тепловых мостиков (металлических деталей набора), состоящей (рис. 90) из прочной металлической стенки толщиной $\delta_м$, слоя изоляции толщиной $\delta_{из}$ и декоративной обклейки толщиной $\delta_д$.

Удельный тепловой поток (Вт/м²) через такую стенку

$$q = k(t_п - t_н), \qquad \text{(VII.7)}$$

где $t_п$ — температура воздуха в помещении, °С;
$t_н$ — температура наружного воздуха, °С;
k — коэффициент теплопередачи через стенку, Вт/(м²·К).

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_п} + \frac{\delta_д}{\lambda_д} + \frac{\delta_{из}}{\lambda_{из}} + \frac{\delta_м}{\lambda_м} + \frac{1}{\alpha_н}}. \qquad \text{(VII.8)}$$

Здесь $\alpha_п$ — коэффициент теплотдачи от воздуха помещения к стенке, Вт/(м²·К);
$\alpha_н$ — коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности стенки к омывающему ее наружному воздуху, Вт/(м²·К);
$\lambda_д$, $\lambda_{из}$, $\lambda_м$ — коэффициенты теплопроводности материала соответственно декоративной обклейки, изоляции и прочной стенки, Вт/(м·К).

Величину $\alpha_н$, Вт/(м²·К), можно определить по эмпирической формуле [101]

$$\alpha_н = 2{,}32 + 11{,}6\sqrt{w}, \qquad \text{(VII.9)}$$

где w — скорость движения воздуха относительно поверхности стенки, м/с (за w обычно принимают скорость судна).

При естественной конвекции или малой подвижности воздуха в помещении можно принимать $\alpha_п=8\div12$ Вт/(м²·К).

С некоторым запасом в результате расчета можно пренебречь термическим сопротивлением металлической прочной стенки и относительно тонкого слоя декоративного материала, приняв $t_{ст.вн}=t_{из.вн}$. Тогда коэффициент теплопередачи

$$k'=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_п}+\frac{\delta_{из}}{\lambda_{из}}+\frac{1}{\alpha_и}}, \qquad \text{(VII.8а)}$$

откуда найдем $\delta_{из}$ (м)

$$\delta_{из}=\lambda_{из}\left(\frac{1}{k'}-\frac{1}{\alpha_п}-\frac{1}{\alpha_и}\right). \qquad \text{(VII.8б)}$$

При $w\approx10$ м/с (скорость судна примерно 19 узл.), $\alpha_н\approx$ $\approx38{,}4$ Вт/(м$^2\cdot$К), $\alpha_п=11{,}6$ Вт/(м$^2\cdot$К) для получения $k'\approx$ $\approx1{,}16$ Вт/(м$^2\cdot$К) необходима толщина изоляции из пенопласта ФС-7 [$\lambda_{из}=0{,}058$ Вт/(м$\cdot$К)] $\delta_{из}\approx43$ мм.

Из равенства

$$\alpha_п(t_п-t_{ст.вн})=\frac{t_{ст.вн}-t_н}{\frac{\delta_{из}}{\lambda_{из}}+\frac{1}{\alpha_н}} \qquad \text{(VII.10)}$$

получаем формулу

$$\delta_{из}=\lambda_{из}\left[\frac{t_{ст.вн}-t_н}{\alpha_п(t_п-t_{ст.вн})}-\frac{1}{\alpha_и}\right], \qquad \text{(VII.10а)}$$

принимая в которой требующуюся температуру $t_{ст.вн}$, находим необходимую толщину изоляции.

Из условия предотвращения отпотевания внутренней поверхности стенки ее температура должна быть $t_{ст}\geqslant t_{рос}+(2\div3)^\circ$С, где $t_{рос}$ — температура точки росы воздуха в помещении. При $t_п=20^\circ$С и $\varphi_п=60\%$ $t_{рос}=12{,}5^\circ$С; примем $t_{ст.вн}=t_р+2{,}5=15^\circ$С. Тогда при $t_н=-25^\circ$С и принятых выше значениях $\alpha_п$, $\alpha_н$ и $\lambda_{из}$ по формуле (VII.10 а) получим $\delta_{из}=38{,}5$ мм.

Для выполнения условия $t_п-t_{тс.вн}=2^\circ$С, т. е. $t_{ст.вн}=18^\circ$С, при тех же остальных данных найдем $\delta_{из}=106$ мм, а для $t_{ст.вн}=17^\circ$С (при $t_п-t_{ст.вн}=3^\circ$С) $\delta_{из}=68{,}5$ мм. Как видно, для удовлетворения требования $t_п-t_{ст.вн}\leqslant(2\div3)^\circ$С в зимнем режиме необходима изоляция большей толщины, чем для предотвращения отпотевания стенки. В летнем режиме для обеспечения $t_{ст.вн}-t_п=2^\circ$С при $t_п=25^\circ$С и $t_н=32^\circ$С необходима $\delta_{из}\approx11$ мм и даже при $t_н=40^\circ$С $\delta_{из}\approx31$ мм.

При расчете изоляции подводной части борта принимают температуру $t_н=t_{з.в}=-2^\circ$С, а величина коэффициента теплоотдачи $\alpha_н$ от обшивки борта к воде будет настолько большой, что температура наружной стенки $t_{ст.н}$ станет равна температуре воды, т. е. -2°С. Заметим, что и для воздуха величина $\alpha_н$ достаточно большая, поэтому членом $1/\alpha_н$ в формуле (VII.10 а) можно пренебрегать. Поскольку $t_н=t_{з.в}=-2^\circ$С значительно больше $t_н=-25^\circ$С, толщина изоляции подводной части борта для выполнения усло-

вия предотвращения отпотевания или даже условия $t_п - t_{ст.вн} \leqslant (2 \div 3)°C$ будет меньше, чем толщина изоляции надводной части. Так, при $t_{ст.вн} = 18°C$ и $t_н = t_{з.в} = -2°C$, при прочих равных условиях, для подводной части борта необходимо иметь $\delta_{из} = 50$ мм вместо $\delta_{из} = 106$ мм — для надводной поверхности.

Для предотвращения увлажнения изоляции влажным воздухом помещения применяются специальные паронепроницаемые покрытия. Эту роль может выполнять и слой декоративного покрытия, если он не пропускает водяные пары. В случае, если изоляция не защищена от проникновения в нее влаги, в расчете рекомендуется увеличивать $\lambda_{из}$ в 1,2÷1,5 раза, так как теплопроводность влажной изоляции существенно больше, чем сухой.

Таблица 5

Расчетные величиины напряжения солнечной радиацни $q_н$, Вт/м²

Район плавання	На горизонтальную поверхиость	На вертикальную поверхиость
Без ограничения района плавания, а также Черное море с выходом в тропики	1040	720
Каспийское море	990	710
Черное и Азовское моря без выхода в тропики	930	700
Японское, Охотское моря и Тихий океан без выхода в тропики	870	700

Тепловой поток солнечной радиации $Q_{с.р}$ (кВт), поступающий в помещение через ограждения (в летнее время),

$$Q_{с.р} = 10^{-3} \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{k}{\alpha_и} q_н \varepsilon_р F_р \right)_i, \qquad \text{(VII.11)}$$

где $q_н$ — напряжение солнечной радиации, т. е. тепловой поток (Вт), падающий на 1 м² подверженной облучению поверхности (принимается по табл. 5);

$F_р$ — расчетная облучаемая солнцем поверхность, м²;

$\varepsilon_р$ — коэффициент поглощения солнечной радиации (степень черноты поверхности):

Характер поверхности	Коэффициент поглощения $\varepsilon_р$
Гладкая, окрашенная белой краской . .	0,4
То же, серой краской	0,7
» , черной краской или суриком . .	0,9
» , серебряиой	0,45
Полотно шторное белое	0,35
» » черное	0,85
Оцинкованное железо иовое	0,64
Медь полированиая	0,20
» тусклая	0,64

При определении величины $Q_{с.р}$ расчет необходимо вести по отдельным (вертикальным, горизонтальным, которые могут к тому

же иметь различные значения k, $\varepsilon_р$) облучаемым поверхностям ограждения.

Теплопритоки $Q_{с.р}$, обусловленные солнечной радиацией, прибавляют к теплопритокам $Q_{огр}$, определенным по формуле (VII.6), причем для облучаемой поверхности $Q_{с.р} \approx Q_{огр}$ и может быть больше, чем $Q_{огр}$ [150]. Расчет этих суммарных теплопритоков в летнее время можно производить и по другому методу. Теплопритоки $Q'_{огр}$ через поверхности ограждения помещения, которые не подвержены солнечному облучению (включая остекление), определяются по формуле (VII.6). Теплопритоки через облучаемые солнцем поверхности (исключая остекление) можно найти по формуле

$$Q''_{огр} = 10^{-3} \sum_{i=1}^{n} k''_i F_i (t_{ст} - t_п)_i, \qquad \text{(VII.12)}$$

где $t_{ст}$ — температура наружной стенки, облучаемой солнцем, °С;
k''_i — неполный коэффициент теплопередачи (без учета $\alpha_н$), однако он практически равен полному k_i, так как $\alpha_н$ почти не влияет на величину k.

Тогда

$$Q'_{огр} + Q''_{огр} = Q_{огр} + Q_{с.р}. \qquad \text{(VII.13)}$$

Стенка при облучении ее солнцем приобретает температуру $t_{ст}$ более высокую, чем температура наружного воздуха. Эта температура устанавливается в результате теплового баланса

$$q_н \varepsilon_р = k (t_{ст} - t_п) + \alpha_н (t_{ст} - t_н), \qquad \text{(VII.14)}$$

согласно которому часть воспринимаемого стенкой солнечного тепла $q_н \varepsilon_р$, равная $k(t_{ст} - t_п)$, проходит теплопередачей в помещение, а другая часть, т. е. $\alpha_н(t_{ст} - t_н)$, передается конвекцией к обдувающему стенку воздуху. Отсюда

$$t_{ст} = \frac{q_н \varepsilon_р + k t_п + \alpha_н t_н}{\alpha_н + k}. \qquad \text{(VII.14а)}$$

По этой формуле можно определять температуру палубы, надстройки и т. п. При определении температуры надводного борта надо учитывать отвод тепла по бортовой обшивке к забортной воде, имеющей более низкую температуру $t_{з.в}$. Поэтому температуру надводного борта принято считать равной $t_б = 0{,}5(t_{ст} + t_{з.в})$°С.

По данным [111], подтверждаемым эксплуатацией судов, при плавании в южных морях летом температура палубы может быть принята 55° С (черная окраска) или 45° С (светлая окраска). Для бортов, окрашенных в черный или в светлый цвета, температура соответственно составляет 44 и 35° С. Если облучаемые поверхности смачиваются, то их температуру принимают равной 28° С. Температуру переборок МКО в расчете рекомендуют принимать равной 40° С.

Радиационный теплоприток в помещение через остекленные поверхности $F_{ост}$ (м^2)

$$Q_{ост} = 10^{-3} \sum_{i=1}^{n} (q_н \varepsilon_р \tau F_{ост})_i, \qquad \text{(VII.15)}$$

где τ — коэффициент пропускания солнечной радиации, который может быть определен через толщину стекла $\delta_{ост}$ (мм) по формуле

$$\tau = 0{,}85 - \frac{\delta_{ост} - 12{,}5}{100(2 + 0{,}1\delta_{ост})}. \qquad \text{(VII.16)}$$

Для стекла стандартной толщины значения τ следующие:

$\delta_{ост}$, мм	10	13	15	20	25	30
τ	0,86	0,85	0,84	0,83	0,82	0,81

Величину $\varepsilon_р$ при наличии штор на остеклении принимают от 0,35 (белые шторы) до 0,85 (черные шторы), а при отсутствии штор $\varepsilon_р = 1{,}0$.

Величину $Q_{ост}$ можно определять и раздельно: для стандартных иллюминаторов $Q_{ил}$ — по формуле (VII.17) и всех остальных остекленных поверхностей $Q'_{ост}$ — по формуле (VII.15).

Радиационный теплоприток через иллюминаторы

$$Q_{ил} = 10^{-3} \sum_{i=1}^{n} (n \varepsilon_р q_{ил})_i, \qquad \text{(VII.17)}$$

где n_i — число иллюминаторов данного типоразмера с радиационным теплопритоком через каждый $q_{илi}$ (Вт). Величину $q_{ил}$ принимают по справочным данным для судовых иллюминаторов в зависимости от их типа, размеров (диаметра), площади и толщины стекла.

Тогда

$$Q_{ост} = Q'_{ост} + Q_{ия}. \qquad \text{(VII.18)}$$

Если помещения левого борта обслуживаются одним кондиционером, а правого борта — другим, в расчете теплоизбытков необходимо учитывать теплопритоки от солнечной радиации полностью. При любом курсе судна в течение дня то один, то другой кондиционер будут иметь полную тепловую нагрузку, включая радиационные теплопритоки в помещения. Поэтому каждый из кондиционеров должен быть рассчитан на полные теплоизбытки в своей группе помещений.

В случае обслуживания помещений левого и правого борта одним кондиционером при определении теплопритоков от солнечной радиации необходимо учитывать неодновременность солнечного облучения вертикальных поверхностей левого и правого борта, включая и остекление этих поверхностей (открытые горизонтальные поверхности облучаются солнцем при любом курсе судна и в любое время дня). Коэффициент неодновременности облучения в расчетах обычно принимают равным 0,93—0,96.

Явные теплопритоки от людей

$$Q_{я.\,л} = 10^{-3} n_л q_{я.\,л}, \qquad \text{(VII.19)}$$

где $n_л$ — количество людей в помещении или группе помещений;
$q_{я.л}$ — явные теплопритоки от одного человека (Вт), определяемые по нормативным материалам, приведенным, в частности, в работе [158].

Таблица 6

Тепло- и влаговыделения людей

Интенсивность работы	Температура в помещении $t_п$, °С	Тепловыделения одиого человека, Вт			Влаговыделения одного человека $g_л$, г/ч
		явные $q_{я.\,л}$	скрытые $q_{скр.\,л}$	общие $q_л$	
Люди в покое (медицинские помещения)	20	86	29	115	42
	22	74	30	104	43
	25	59	35	94	50
Легкая работа (жилые, общественные и некоторые служебные помещения)	20	95	53	148	79
	22	84	64	148	92
	25	66	80	146	113
Работа средней тяжести (некоторые служебные помещения, рестораны, столовые и т. п.)	20	101	101	202	145
	22	90	111	201	159
	25	72	127	199	183
	28	54	144	198	209
Тяжелая работа (камбузный блок, прачечные, мастерские)	20	128	163	291	230
	25	93	198	291	280
	30	53	238	291	340

В табл. 6 даны величины $q_{я.л}$ для характерных температур и основных судовых помещений. По категории «работа средней тяжести» принимают работу, связанную с выполнением частых манипуляций при напряженном внимании (посты управления). В остальных служебных помещениях — по категории «легкая работа».

Явные теплопритоки от остывающей пищи в обеденных помещениях

$$Q_{я.\,о.\,п} = 10^{-3} n_о q_{я.\,о.\,п}, \qquad \text{(VII.20)}$$

где $n_о$ — расчетное число одновременно обедающих людей;
$q_{я.о.п}$ — явные теплопритоки от остывающей пищи, приходящиеся на одно посадочное место (принимают $q_{я.\,о.\,п} = 29$ Вт).

Теплопритоки от искусственного освещения учитываются только для помещений, не имеющих иллюминаторов, по формуле

$$Q_{осв} = 10^{-3} N_{осв}, \qquad \text{(VII.21)}$$

где $N_{осв}$ — мощность источников освещения, Вт.

Теплопритоки от оборудования, нагретых поверхностей и т. п. определяются из выражения

$$Q_{\text{обор}} = Q_{\text{эд}} + Q_{\text{э. щ}} + Q_{\text{нагр. п}} + Q_{\text{пр}}, \qquad \text{(VII.22)}$$

где $Q_{\text{эд}}$, $Q_{\text{э.щ}}$, $Q_{\text{нагр.п}}$, $Q_{\text{пр}}$ — теплопритоки соответственно от электродвигателей, электрических распределительных и других щитов и реостатов, нагретых поверхностей и прочие теплопритоки.

Теплопритоки от электродвигателей

$$Q_{\text{эд}} = k_1 k_2 k_3 \frac{N_{\text{эд}}}{\eta_{\text{эд}}} (1 - \eta_{\text{эд}}), \qquad \text{(VII.23)}$$

где k_1 — коэффициент, учитывающий тип охлаждения электродвигателя; для электродвигателей с автономным охлаждением (отводом тепла из помещения) $k_1 = 0{,}15 \div 0{,}20$ [158], без него (обычных) $k_1 = 1{,}0$;

k_2 — коэффициент относительного рабочего времени электродвигателя;

k_3 — коэффициент загрузки электродвигателя;

$N_{\text{эд}}$ — мощность на валу электродвигателя, кВт;

$\eta_{\text{эд}}$ — к. п. д. электродвигателя.

Если механическая энергия электродвигателя расходуется в помещении (например, электровентилятор), в расчет принимают всю электроэнергию, подведенную к электродвигателю, а не только потери в нем.

Теплопритоки от распределительных щитов, по опытным данным, составляют около 1% подводимой к ним мощности $N_{\text{э.щ}}$ (кВт), т. е.

$$Q'_{\text{э. щ}} = 0{,}01 N_{\text{э. щ}}. \qquad \text{(VII.24)}$$

Тепловыделения щитов автоматического регулирования напряжения реостатов и т. п.

$$Q''_{\text{э. щ}} = 10^{-3} I \Delta V, \qquad \text{(VII.25)}$$

где I — сила тока, А;

ΔV — понижение напряжения в щите, реостате, В.

Таким образом,

$$Q_{\text{э. щ}} = Q'_{\text{э. щ}} + Q''_{\text{э. щ}}. \qquad \text{(VII.26)}$$

Теплопритоки от нагретых поверхностей

$$Q_{\text{нагр. п}} = 10^{-3} \sum_{i=1}^{n} \alpha_i F_i \theta_i, \qquad \text{(VII.27)}$$

где α_i — коэффициент теплоотдачи от i-й поверхности (F_i, м^2) к воздуху помещения, Вт/(м^2·К);

θ_i — перепад температур между i-й поверхностью и помещением, °С; для изолированной нагретой поверхности $\theta = t_{\text{из}} - t_{\text{п}}$ ($t_{\text{из}}$ — температура внешней поверхности изоляции, °С).

Коэффициент теплоотдачи α, Вт/(м²·К), от изолированной поверхности стенок механизмов, аппаратов и трубопроводов к воздуху в закрытом помещении при температуре теплоносителя от 0 до 150°С может быть определен по приближенной формуле [145]

$$\alpha \approx 9{,}8 + 0{,}07\,(t_{из} - t_{п}). \qquad \text{(VII.28)}$$

При необходимости более точного определения тепловыделений нагретыми поверхностями оборудования, трубопроводов и т. п. можно воспользоваться известными уравнениями для расчета теплоотдачи от плоских и цилиндрических поверхностей в зависимости от их расположения, размеров и других конкретных условий теплообмена.

К прочим тепловыделениям оборудования $Q_{пр}$ могут быть отнесены выделения тепла фланцами, клапанами и клинкетами горячих магистралей, а также тепловыделения вследствие утечек пара через сальники, в ванных, душевых и т. п. Их расчет приводится, например, в работах [101, 158] и др. Точное определение тепловыделений $Q_{нагр\,п}$ и $Q_{пр}$ необходимо только для насыщенных оборудованием помещений (машинных отделений и др.). В большинстве кондиционируемых помещений судов такого оборудования нет.

При кондиционировании воздуха в камбузных блоках при определении величины $Q_{обор}$ необходимо учитывать тепло- и влаговыделения имеющегося там оборудования, которые можно принимать по нормативным материалам. Эти сведения частично приводятся, например, в работе [158].

Суммарные явные теплоизбытки $Q_{я.изб}$ в летнее время в самом общем случае определяются по уравнению (VII.5), число слагаемых в котором для каждого конкретного помещения может быть различным в зависимости от источников выделений и притока тепла в помещение.

Для зимнего режима суммарные явные тепловые недостатки помещения в общем случае определяются по формуле

$$Q_{я\ пот} = Q_{огр} - (Q_{я\ л} + Q_{я\ о\ п} + Q_{осв} + Q_{обор}). \qquad \text{(VII.29)}$$

Однако, как правило, при проектировании СКВ для зимнего режима теплонедостатки принимают равными теплопотерям

$$Q_{я\ пот} = Q_{огр}, \qquad \text{(VII.29а)}$$

а имеющиеся в помещениях теплопритоки ($Q_{я.л} + Q_{я.о.п} + Q_{осв} + Q_{обор}$) идут в запас по теплопроизводительности системы.

Общие влагоизбытки $W_{изб}$ (кг/ч) в помещениях в летнем и зимнем режимах определяются по формуле

$$W_{изб} = W_{л} + W_{о.\,п} + W_{в\ п} + W_{обор}, \qquad \text{(VII.30)}$$

где $W_{л}$ — влаговыделения людей;

$W_{о.п}$ — влаговыделения остывающей пищи в обеденных помещениях;

$W_{в.п}$ — влаговыделения открытых водных поверхностей;

$W_{обор}$ — влаговыделения оборудования.

Величина

$$W_{л} = 10^{-3} n_{л} g_{л}, \qquad \text{(VII.31)}$$

где $g_{л}$ — количество влаги, выделяемой одним человеком (определяется по табл. 6 в зависимости от интенсивности работы и температуры в помещении), г/ч.

Количество влаги, выделяемой остывающей пищей в обеденных помещениях,

$$W_{о.п} = 10^{-3} n_{0} g_{о\,п}, \qquad \text{(VII.32)}$$

где $g_{о.п}$ — влаговыделения остывающей пищи на одно посадочное место ($g_{о\,п} = 33$ г/ч).

Количество влаги, выделяемой с открытых водных поверхностей (или поглощаемой этой поверхностью), например, в закрытых плавательных бассейнах, ванных, на постоянно смачиваемых поверхностях, может быть определено по формуле

$$W_{в\,п} = \beta F_{в.\,п} (p''_{п.\,и} - p_{п}) \frac{0{,}101}{p}, \qquad \text{(VII.33)}$$

где β — коэффициент влагообмена между воздухом и водой, кг/(м^2·ч·Па);

$F_{в.п}$ — площадь водной поверхности, м^2;

p — барометрическое давление, МПа;

$p_{п}$ — парциальное давление водяных паров в воздухе помещения (вдали от поверхности), Па;

$p''_{п.и}$ — парциальное давление водяных паров в насыщенном воздухе при температуре водной поверхности, Па.

Коэффициент влагообмена (кг/м^2·ч·Па) между водой и движущимся вдоль водной поверхности воздухом

$$\beta = 10^{-4} (1{,}72 + 1{,}31 w_{в}), \qquad \text{(VII.34)}$$

где $w_{в}$ — скорость движения воздуха (обычно принимают 0,5 м/с).

Если воздух движется по нормали к водной поверхности, то

$$\beta = 10^{-4} (2{,}86 + 2{,}33 w_{в}). \qquad \text{(VII.34а)}$$

В зависимости от знака разности парциальных давлений ($p''_{п.и} - p_{п}$), определяемой параметрами воздуха и температурой водной поверхности, величина $W_{в.п}$ может быть положительной и отрицательной.

Влаговыделения оборудования $W_{обор}$ учитываются, например, в камбузах, в машинных отделениях и других помещениях, где есть утечки пара и другие источники поступления влаги в помещения.

Суммарные скрытые тепловыделения $Q_{скр}$ определяются по формуле (VII.4).

Таким образом, общие теплоизбытки в судовых помещениях в летнем режиме

$$Q_{изб} = Q_{я.\,изб} + Q_{скр.\,л},$$

а суммарные теплопотери зимой

$$Q_{\text{пот}} = Q_{\text{скр. з}} - Q_{\text{я. пот}}, \qquad \text{(VII.35)}$$

где скрытые теплопритоки $Q_{\text{скр.л}}$ и $Q_{\text{скр.з}}$ соответственно в зимнем и летнем режимах будут определяться влагоизбытками в этих режимах $W_{\text{изб. л}}$ и $W_{\text{изб. з}}$.

Как правило, $Q_{\text{пот}}$ имеет знак «минус», т. е. помещение в общем итоге теряет тепло; однако могут быть и такие случаи, когда $Q_{\text{скр}} > Q_{\text{я.пот}}$ и величина $Q_{\text{пот}}$ положительна, т. е. в помещении имеются избытки тепла (это может быть только в помещениях с очень большими тепловыделениями оборудования).

Если в помещении установлен автономный кондиционер, обрабатывающий только рециркуляционный воздух (воздух помещения), а свежий (наружный) воздух подается в это помещение самостоятельной системой вентиляции, к величине общих избытков $Q_{\text{изб}}$ или потерь $Q_{\text{пот}}$ тепла необходимо добавлять теплопритоки (летом) или теплопотери (зимой), вносимые свежим воздухом,

$$Q_{\text{и. в}} = G_{\text{н. в}}(I_{\text{и}} - I_{\text{п}}), \qquad \text{(VII.36)}$$

где $G_{\text{н.в}}$ — количество подаваемого в помещение наружного воздуха (по санитарным нормам), кг/с;

$$G_{\text{н. в}} = \frac{V_{\text{н. в}}\gamma_{\text{н}}}{3600},$$

где $\gamma_{\text{н}}$ — плотность наружного воздуха, кг/м^3;

$I_{\text{п}}$ и $I_{\text{п}}$ — энтальпия наружного воздуха и воздуха помещения, кДж/кг.

Как отмечалось в § 13, для большинства судов, оборудованных СКВ, суммарные теплоизбытки в летнем режиме в процентном отношении распределяются приблизительно так: $Q_{\text{огр}} = 29 \div 31\%$; $Q_{\text{с. р}} = 25 \div 27\%$; $Q_{\text{ост}} = 21 \div 23\%$; от людей (явные и скрытые в сумме) — 16—18%; от электроприборов — 4—5%.

Таким образом, процессы тепло-влагоассимиляции в помещениях будут определяться тепловлажностными отношениями (кДж/кг):

для летнего режима

$$\varepsilon_{\text{п. л}} = 3600\frac{Q_{\text{изб}}}{W_{\text{изб. л}}}; \qquad \text{(VII.37)}$$

для зимнего режима

$$\varepsilon_{\text{п. з}} = 3600\frac{Q_{\text{пот}}}{W_{\text{изб. з}}}. \qquad \text{(VII.38)}$$

Для разных помещений значения $\varepsilon_{\text{п.л}}$ и $\varepsilon_{\text{п.з}}$ различны, они могут составлять (тыс. кДж/кг): для жилых кают $\varepsilon_{\text{п.л}} = 7{,}5 \div 24$; $\varepsilon_{\text{п.з}} = -(10 \div 40)$; для салонов $\varepsilon_{\text{п.л}} = 5 \div 10$; $\varepsilon_{\text{п.з}} = -(4 \div 5)$; для столовых $\varepsilon_{\text{п.л}} = 9 \div 23$; $\varepsilon_{\text{п.з}} = -(4 \div 24)$.

Теплоизбытки и теплопотери, а также величины $\varepsilon_{\text{п.л}}$ и $\varepsilon_{\text{п.з}}$, требуемое количество наружного воздуха и общий расход приточ-

ного воздуха (определяемый после построения процессов кондиционирования в диаграмме *dI*) подсчитываются отдельно для каждого помещения или для групп однотипных судовых помещений. Обычно эти расчеты сводятся в соответствующие таблицы.

§ 29
Выбор системы кондиционирования, технологической схемы обработки воздуха и числа кондиционеров

В § 13—17 описаны различные системы кондиционирования воздуха, рассмотрены их основные достоинства и недостатки, а в § 18 даны сравнительная оценка и области применения различных СКВ. На основе приведенных там соображений в зависимости от типа судна, района его плавания, назначения помещений, характера требований, предъявляемых проектантом судна к СКВ, наличия или отсутствия на судне холодильного оборудования, предназначенного для других целей, выбирают тип системы кондиционирования воздуха, воздухораспределителей, системы охлаждения воздухоохладителей кондиционеров и тип их воздухонагревателей. Многовариантные технико-экономические расчеты на ЭЦВМ [63, 66] показывают, что судовые установки кондиционирования воздуха с непосредственным охлаждением в 1,35—1,45 раза экономичнее (по приведенным затратам), чем установки с рассольным охлаждением, их масса и объем в 1,2—1,3, а потребляемая мощность в 1,1—1,2 раза меньше.

Как уже отмечалось в гл. IV, на крупных судах, особенно пассажирских, для групп различных помещений могут быть применены разные СКВ, во всяком случае, раздельные для помещений пассажиров и команды. Так, для жилых помещений предпочтительны системы с рециркуляцией, для медицинских и подобных им помещений — системы без рециркуляции. Одноканальные высокоскоростные СКВ с каютными доводочными воздухораспределителями предусматриваются без рециркуляции и применяются для жилых, медицинских и служебных помещений.

После принятия типа СКВ следует выбрать технологическую схему обработки воздуха в кондиционере, которая имеет большое значение также с точки зрения компоновки и проектирования кондиционера. Различные технологические схемы обработки воздуха в СКВ и соответствующие им процессы в диаграмме *dI* были рассмотрены выше и представлены на рис. 25—30, 44, 45. Большое число конструктивных схем кондиционеров, отражающих технологические схемы обработки воздуха, рассмотрено в гл. VI.

Выбор технологической схемы обработки воздуха в кондиционере заключается в определении количества необходимых аппаратов для тепловлажностной обработки воздуха и последовательности их расположения в кондиционере относительно направления движения обрабатываемого воздуха. При этом необходимо

проводить анализ технологических схем, сравнивая их по следующим показателям: а) экономичности; б) тепловому совершенству, т. е. удовлетворению схемой заданным тепловлажностным характеристикам кондиционера, зависящим от тепловлажностного баланса помещений; в) массовым и габаритным показателям теплообменных аппаратов; г) распределению воздуха между каналами (для двухканальных систем); д) степени сложности и количеству элементов автоматического управления и контроля.

Рассмотрим главные из этих показателей, относящиеся непосредственно к СКВ. Для определения основных узловых точек, характеризующих параметры воздуха перед и за аппаратами тепловлажностной обработки воздуха, входящими в состав проектируемых СКВ и кондиционера, следует выполнить построение в диаграмме *dI* предполагаемых процессов обработки воздуха в кондиционере, обеспечивающих заданные процессы тепло-влагоассимиляции в помещениях в летнем и зимнем режимах в соответствии с определенными выше значениями тепловлажностных отношений $\varepsilon_{п\,л}$ и $\varepsilon_{п\,з}$, принятым типом воздухораспределения и параметрами воздуха в помещениях. При этом необходимо руководствоваться следующими основными соображениями:

1. Расположение вентилятора за воздухоохладителем снижает экономичность холодильной установки, так как с учетом последующего нагрева воздуха в вентиляторе требуется более низкая температура воздуха на выходе из воздухоохладителя или, при той же температуре воздуха за ВО, увеличивается требуемый массовый расход воздуха для компенсации одних и тех же теплоизбытков в помещениях при заданных в них температуре и величине $\varepsilon_{п.\,л}$. Поэтому для комфортного кондиционирования, как правило, надо стремиться устанавливать вентилятор перед воздухоохладителем, хотя с точки зрения аэродинамики это невыгодно. Исключение составляют низконапорные СКВ, для которых подогрев воздуха в вентиляторе небольшой.

2. Необходимо стремиться к применению в кондиционере как можно меньшего числа аппаратов тепловлажностной обработки воздуха одного и того же назначения, так как их дробление приводит к увеличению габарита и массы кондиционера в целом.

3. Увлажнение воздуха надо стараться осуществлять при более высокой его температуре, однако процесс увлажнения лучше всего оканчивать до линии насыщения ($\varphi=100\%$) и предусматривать затем подогрев увлажненного воздуха.

4. Процессы смешения наружного и рециркуляционного воздуха не должны пересекать линию насыщения в диаграмме *dI*.

5. При выборе количества аппаратов тепловлажностной обработки воздуха и их взаимного расположения необходимо учитывать возможность создания простых и надежных устройств по регулированию и поддержанию необходимых параметров воздуха в случае работы кондиционера на переменных режимах.

Рассмотрим выбор технологической схемы обработки воздуха центрального кондиционера, предназначенного для работы в су-

довой двухканальной СКВ без рециркуляции при следующих исходных данных: 1) параметры наружного воздуха — летом $t_{н.л}=32°$ С, $\varphi_{н.л}=80\%$; зимой $t_{н.з}=-25°$ С, $\varphi_{н.з}=85\%$; 2) параметры смешанного после выхода из первого и второго каналов кондиционера воздуха — летом $t_{см.л}=13°$ С, $\varphi_{см.л}=90\%$; зимой $t_{см.з}=35°$ С,

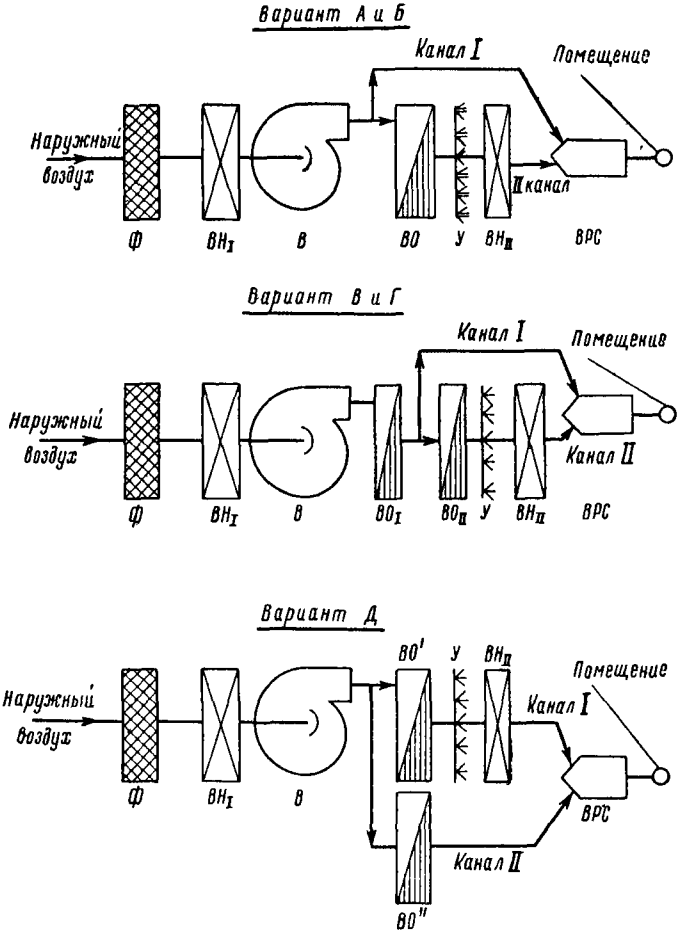


Рис. 91. Возможные вариаиты технологических схем обработкн воздуха в судовом двухканальном кондиционере.

$\varphi_{см.з}=20\%$; 3) суммарный расход воздуха (по обоим каналам) одинаковый для всех вариантов; 4) хладоноситель — охлажденная в парокомпрессорной фреоновой холодильной машине вода.

Анализ проведем при работе кондиционера на номинальном режиме для пяти вариантов технологических схем обработки воздуха, которые показаны на рис. 91. Основные данные рассматриваемых вариантов технологических схем приведены в табл. 7.

Таблица 7

Основные данные технологических схем обработки воздуха в кондиционере при номинальном режиме его работы (рис. 91)

Обозначение схемы	Соотношения расходов воздуха по каналам, обеспечивающие номинальные характеристики, %		Температура воздуха на выходе из канала в летнем режиме, °С		Температура воздуха на выходе из канала в зимнем режиме, °С	
	канал *I*	канал *II*	канал *I*	канал *II*	канал *I*	канал *II*
А	0	100	37	13	20	35
Б	7	93	37	11	20	36
В	50	50	16	10	25	45
Г	30	70	21	10	16	43
Д	50	50	16	10	25	45

Варианты *А* и *Б* имеют одну и ту же схему (с одним *ВО*), но различные расходы воздуха по каналам, то же — для вариантов *В* и *Г* с двумя последовательно включенными воздухоохладителями. В варианте *Д* предусмотрены самостоятельные воздухоохладители для каждого канала. Для всех воздухоохладителей принято: средняя температура наружной поверхности $t_н = t_{в2} - 3°С$ (где $t_{в2}$ — температура воздуха на выходе из воздухоохладителя), средняя температура хладоносителя $t_{wср} = t_н - 3°С$, его подогрев в воздухоохладителе $\Delta t_w = 3°С$.

На рис. 92 показаны тепловлажностные процессы в диаграмме dI для всех рассматриваемых вариантов технологических схем при номинальном режиме работы кондиционера.

В связи с тем, что энергетические затраты на работу кондиционера в летнем режиме значительно больше, чем в зимнем, для выбора наивыгоднейшей технологической схемы с точки зрения *экономичности* определяющим будет режим охлаждения.

Как видно из рис. 92 и табл. 7, температура охлаждающей воды в вариантах *В*, *Г* и *Д* должна быть ниже, чем в вариантах *А* и *Б*, чтобы обеспечить наинизшую температуру воздуха $T_{в2} = 10°С$. Наиболее высокая температура охлаждающей воды — в варианте *А*. Температура t_{w1} воды на входе в воздухоохладитель будет определять температуру t_0 кипения фреона в испарителе холодильной машины (рис. 93), от которой в свою очередь зависит расход энергии на получение холода.

На рис. 94 показан характер изменения относительной мощности компрессоров разных холодильных машин при одинаковой холодопроизводительности с изменением t_0 (при $t_0 = 5°С$ относительная мощность равна единице). Как видно, минимальное потребление энергии для получения необходимого количества холода обеспечивает технологическая схема по варианту *А*, для которой наивысшая температура t_0. Пользуясь графиками на рис. 93 и 94 и указанными выше соотношениями между температурами (при этом примем $t_{w1} = t_{wср} - 0{,}5\Delta t_w$ и $\theta_0 = 3{,}5°С$), определим, что для вариантов *В*, *Г* и *Д* $t_0 = 0{,}2°С$ и требуемая мощность холодильных

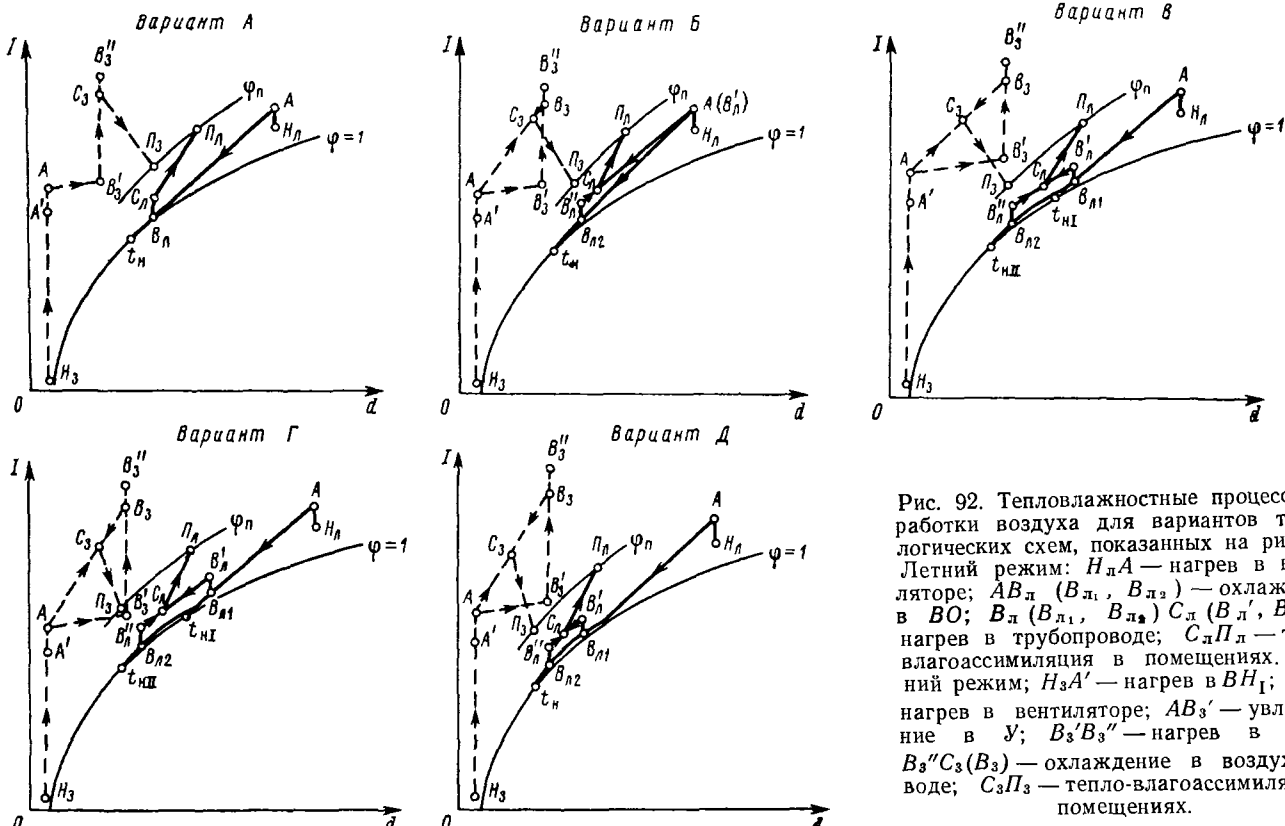


Рис. 92. Тепловлажностные процессы обработки воздуха для вариантов технологических схем, показанных на рис. 91. Летний режим: $H_лA$ — нагрев в вентиляторе; $AB_л$ ($B_{л_1}$, $B_{л_2}$) — охлаждение в BO; $B_л$ ($B_{л_1}$, $B_{л_2}$) $C_л$ ($B_л'$, $B_л''$) — нагрев в трубопроводе; $C_лП_л$ — тепловлагоассимиляция в помещениях. Зимний режим; $H_зA'$ — нагрев в BH_I; $A'A$ — нагрев в вентиляторе; $AB_з'$ — увлажнение в $У$; $B_з'B_з''$ — нагрев в BH_{II} $B_з''C_з(B_з)$ — охлаждение в воздухопроводе; $C_зП_з$ — тепло-влагоассимиляция в помещениях.

компрессоров на 12,5% больше, чем для варианта $А$, для которого $t_0=3{,}3°$ С.

Анализ теплового совершенства технологической схемы кондиционера необходимо проводить, увязывая его работу с кондиционируемым помещением на переменных по нагрузке режимах.

Допустим, что кондиционеры с рассматриваемыми вариантами технологических схем предназначены для обслуживания помещения, график тепловлажностного баланса которого показан на рис. 95. Для поддержания в летнем режиме температуры воздуха в помещении $t_п=25°$ С при номинальном режиме работы конди-

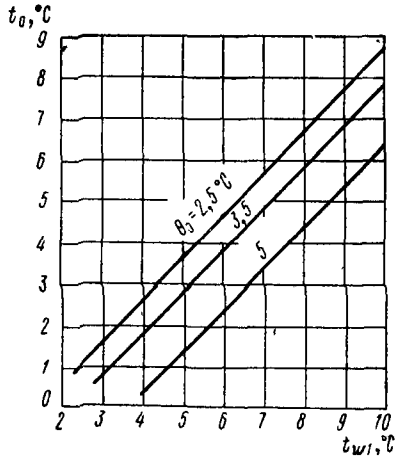


Рис. 93. Зависимость требующейся температуры кипеиия от температуры t_{w1} воды иа выходе из испарителя (на входе в воздухоохладитель) при $\Delta t_w=3°$ С и различиых среднелогарифмических температурных напорах в испарителе θ_0.

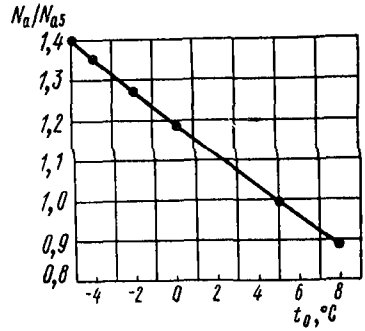


Рис. 94. График зависимости отиосительиой адиабатической мощности N_a/N_{a5}, потребляемой холодильным компрессором, от температуры кипения t_0 при Q=const, $t_к=35°$ С, $t_и=30°$ С, $\Delta t_{пер}=15°$ С (N_{a5}— адиабатическая мощность компрессора при $t_0=5°$ С; N_a — то же при любой другой t_0).

ционера, т. е. при $t_п=32°$ С и $t_{см}=13°$ С, общее количество воздуха $G_{см}$(кг/с), обрабатываемое в кондиционере и поступающее в кондиционируемое помещение, определится из выражения

$$G_{см}=\frac{Q_{я.изб}}{c_{вл}(t_п-t_{см})}, \qquad \text{(VII.39)}$$

где $Q_{я.изб}$ — явные теплоизбытки (для зимнего режима — теплопотери) в помещении, кВт;

$c_{вл}$ — средняя изобарная теплоемкость влажного воздуха в интервале температур $t_п \div t_{см}$, кДж/(кг·К).

При работе на переменных режимах величина $G_{см}$ остается постоянной. Температура $t^I_{в2}$ воздуха в канале I по вариантам $А$ и $Б$ в летнем режиме работы кондиционера является функцией тем-

пературы $t_н$ наружного воздуха

$$t^{I}_{в2} = t_н + \Delta t_{вт}, \qquad \text{(VII.40)}$$

где $\Delta t_{вт}$ — подогрев воздуха в вентиляторе, °С.

Для номинального летнего режима она равна 37° С, а для переменных будет изменяться в соответствии с уравнением (VII.40). Остальные значения $t^{I}_{в2}$, $t^{II}_{в2}$ (в канале *II*) для номинальных и переменных летних и зимних режимов системой автоматики поддерживаются постоянными, равными указанным в табл. 7. Однако для переменных режимов будут изменяться расходы воздуха по каналам $G^{I}_{в}$, $G^{II}_{в}$ и температуры $t_{см}$ смешанного воздуха, подаваемого в помещения.

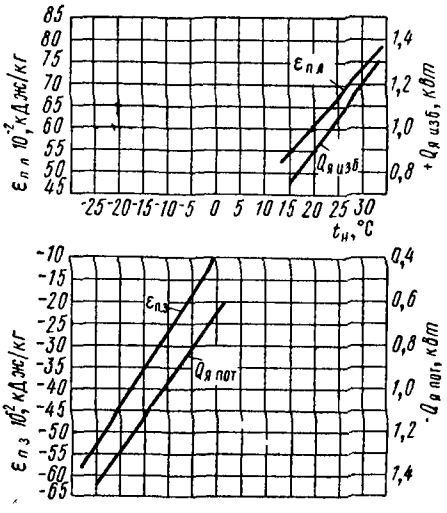


Рис. 95. График тепловлажностного баланса помещения.

$\varepsilon_п$ — тепловлажностное отношение процесса ассимиляции в помещении, $Q_я$ — явные теплоизбытки (летом) или теплопотери (зимой).

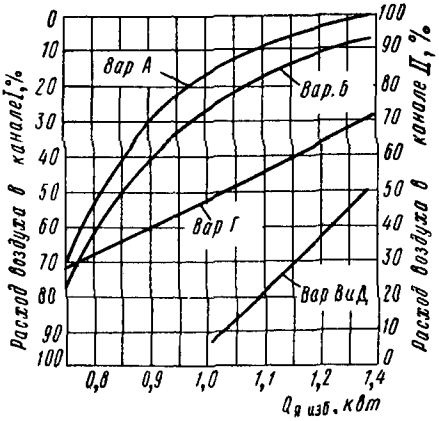


Рис. 96. Диаграмма тепловая нагрузка — расход воздуха в летнем режиме работы кондиционера.

Решая систему трех уравнений

$$Q_{яви} = G_{см} c_{вл} (t_п - t_{см}); \qquad \text{(VII.39а)}$$

$$G_{см} t_{см} = G^{I}_{в} t^{I}_{в2} + G^{II}_{в} t^{II}_{в2}; \qquad \text{(VII.41)}$$

$$G_{см} = G^{I}_{в} + G^{II}_{в}, \qquad \text{(VII.42)}$$

получим все необходимые данные для построения диаграмм тепловая нагрузка — расход воздуха в летнем и зимнем режимах работы, которые представлены на рис. 96 и 97. Эти диаграммы позволяют установить, будет ли данная технологическая схема кондиционера обеспечивать комфортные условия при изменяющейся в процессе эксплуатации тепловой нагрузке на помещения, а следовательно, и на кондиционер. Они помогают выбирать наиболее целесообразное для заданных условий соотношение расхода воздуха по каналам и соответствующую температуру его в каждом канале.

Анализ вариантов технологических схем кондиционера по диаграмме тепловая нагрузка — расход воздуха, построенной для летнего режима (рис. 96), позволяет сделать следующие выводы:

1. Максимальный диапазон саморегулирования, т. е. диапазон, в котором не требуется изменять установленную спецификационную температуру воздуха в канале, имеют кондиционеры, работающие по технологической схеме с наибольшим перепадом температур между каналами (варианты *А* и *Б*).

2. Комфортные условия в помещении (в широком диапазоне нагрузки) лучше всего будут обеспечивать кондиционеры со схемами по вариантам *А*, *Б* и *Г*, но в варианте *Г* при этом, в отличие

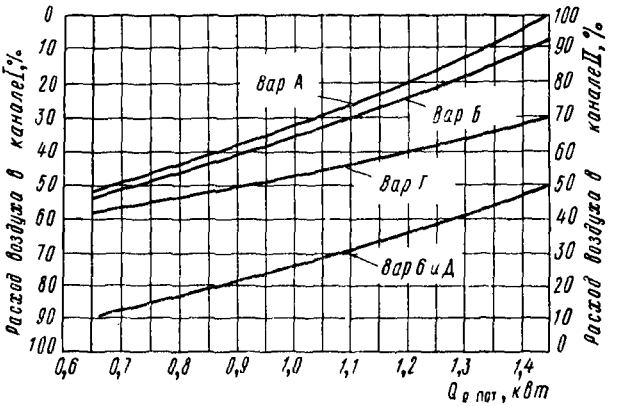


Рис. 97. Диаграмма тепловая нагрузка — расход воздуха в зимнем режиме работы кондиционера.

от вариантов *А*, *Б*, требуется автоматическое поддержание заданной температуры воздуха в канале *I*.

3. Варианты *В* и *Д* могут обеспечивать комфортные условия в меньшем диапазоне переменных нагрузок. Для расширения диапазона работы на переменных режимах по этим вариантам технологических схем потребуется установка автоматической аппаратуры, предназначенной не только для поддержания заданных температур воздуха в каналах *I* и *II*, но и для корректирования температуры воздуха в канале *II* в зависимости от температуры наружного воздуха, т. е. от изменяющейся нагрузки.

Анализ диаграммы тепловая нагрузка — расход воздуха для зимнего режима работы кондиционеров (рис. 97) показывает, что кондиционеры, работающие по всем рассматриваемым вариантам технологических схем, смогут поддерживать заданную температуру в кондиционируемом помещении при изменяющихся нагрузках. Однако принятие большей величины расхода воздуха через канал *I* на спецификационном режиме потребует повышения температуры воздуха в канале *II*, а это не всегда целесообразно и возможно. Из рассматриваемых схем целесообразнее всего технологическая схема по варианту *А*. Для нее $t^{II}_{в2} = 35°$ С (относительно невысока), $t^{I}_{в2} = 20°$ С, что исключает необходимость изоляции воз-

духопроводов канала *I* (в летнем режиме $t^1_{в2}=37°$ С), так как в этом случае не будет ни теплопотерь в них зимой, ни конденсации влаги на них летом.

Аналогичный анализ проводят и для технологических схем обработки воздуха в одноканальной СКВ. В этом случае диаграммы тепловая нагрузка — расход воздуха позволяют определить условия поддержания заданных параметров в кондиционируемом помещении в течение всего времени эксплуатации и установить, каким путем целесообразнее это сделать — изменением расхода воздуха или изменением его температуры на выходе из кондиционера. Однако диаграммы тепловая нагрузка — расход воздуха в основном применяются при проектировании и анализе работы оборудования двухканальных СКВ.

Как правило, технологической схемой предусматривается установка двух воздухонагревателей в кондиционере (системе). Первый из них устанавливают до вентилятора на линии всасывания наружного воздуха, желательно до смешения наружного воздуха с рециркуляционным (если есть рециркуляция). Это гарантирует защиту вентилятора от морозного воздуха зимой и подогрев воздуха перед смешением с рециркуляционным и увлажнением. Второй воздухонагреватель устанавливают за вентилятором и после увлажнителя, что обеспечивает лучшие качества увлажненного воздуха (доиспарение капель влаги в воздухонагревателе). В случае применения одного воздухонагревателя, установленного перед вентилятором, возрастают затраты мощности на последний (увеличивается его объемная производительность).

Гигиенические фильтры, как правило, размещают на входе воздуха в кондиционер. В СКВ для ледоколов и судов, плавающих в северных районах, фильтры обычно устанавливают после первичного воздухонагревателя для исключения возможности забивания их инеем и снегом.

При определении процента рециркуляции для помещений, воздух которых можно рециркулировать, и места забора рециркуляционного воздуха необходимо руководствоваться Санитарными правилами и соображениями, изложенными в гл. III и IV.

Количество кондиционеров для системы определяют с учетом следующего. Каждый центральный кондиционер может обслуживать несколько групп помещений. В каждую группу должны входить однотипные по назначению помещения. Для низкоскоростных СКВ в каждую группу рекомендуется объединять не более 10—12 жилых или 2—3 общественных помещений, а для высокоскоростных систем — не более 15—25 жилых однотипных помещений. Общественные помещения и помещения, не требующие постоянной подачи обработанного в кондиционерах воздуха, рекомендуется объединять в самостоятельные группы. Число групп помещений, обслуживаемых одним центральным кондиционером, определяется его воздухо-, тепло- и холодопроизводительностью. Разработанные судостроительной промышленностью центральные

кондиционеры типового ряда имеют производительность по воздуху 0,53—1,86 м³/с (1900—6700 м³/ч), холодопроизводительность 33,3—117,4 кВт (28700—101100 ккал/ч), теплопроизводительность 43,2—152 кВт (37200—131000 ккал/ч).

§ 30
Построение процессов кондиционирования и определение тепловлажностных нагрузок на кондиционеры и воздухораспредепители

Для построения в диаграмме *dI* влажного воздуха процессов кондиционирования исходными данными служат:

1) параметры наружного воздуха $t_н$, $\varphi_н$;

2) параметры воздуха в помещении $t_п$, $\varphi_п$ (в процессе построения они могут быть изменены, однако, в пределах, устанавливаемых нормами микроклимата: для $t_п$ — на 1—2° С, а для $\varphi_п$, например, в диапазоне 40—60%; обычно при построении первоначально принимают средние значения $t_п$ и $\varphi_п$);

3) тепловлажностные отношения для процессов тепло-влагоассимиляции в помещениях $\varepsilon_{п.л}$ и $\varepsilon_{п.з}$;

4) тип системы и технологическая схема обработки воздуха;

5) тип воздухораспределения и ориентировочные параметры приточного воздуха (его температура $t_{пр}$ или рабочая разность температур приточного воздуха и воздуха в помещении $\Delta t_р = t_п - t_{пр}$).

Поскольку параметры приточного воздуха для всех групп помещений, обслуживаемых данным кондиционером, а также параметры наружного и рециркуляционного воздуха одинаковы, то построение процессов в диаграмме *dI* будет отличаться только процессом тепло-влагоассимиляции в помещениях, определяемым параметрами воздуха в них и величиной $\varepsilon_п$. Определенные в результате этого расходы приточного воздуха по помещениям (или группам помещений) заносят в сводную таблицу тепловлажностных расчетов (см. замечание в конце § 28).

Подогрев (летом) или охлаждение (зимой) воздуха в магистралях от кондиционера до воздухораспределителя помещения в зависимости от типа системы и параметров воздуха рекомендуется принимать $\Delta t_1 = 1 \div 3$° С, при этом влагосодержание воздуха остается неизменным.

Температуру рециркуляционного воздуха в зависимости от расположения приемных устройств обычно принимают на $\Delta t_2 = 1 \div 3$° С выше (летом) или ниже (зимой) температуры воздуха в обслуживаемых помещениях при том же его влагосодержании.

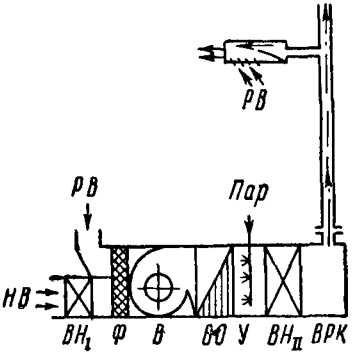
Рассмотрим построение процессов и соответствующий расчет для основных типов СКВ.

На рис. 98, *а* представлена принципиальная схема одноканальной высокоскоростной СКВ с каютными эжекционными воздухораспределителями без доводочных теплообменников, в принципе

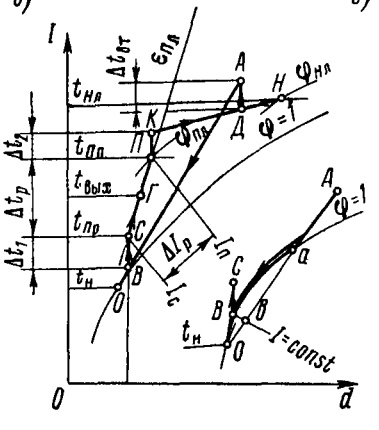
не отличающаяся от низкоскоростной системы, а на рис. 98, *б, в* показаны процессы кондиционирования соответственно для летнего (рис. 98, *б*) и зимнего (рис. 98, *в*) режимов работы.

Порядок построения процессов в летнем режиме следующий. По заданным параметрам воздуха $t_{п\,л}$ и $\varphi_{п\,л}$ находят точку *П*. Из нее проводят луч процесса, соответствующий $\varepsilon_{п.\,л}$. На этом луче на пересечении с изотермой приточного воздуха $t_{пр}$, определенной как $t_{пр}=t_{п}-\Delta t_{р}$, находят точку *С*, характеризующую состояние приточного воздуха на входе в воздухораспределитель. Величину рабочей разности температур $\Delta t_{р}$ принимают в зависимости от типа системы и воздухораспределителя: для высокоскоростной СКВ с эжекционными воздухораспределителями $\Delta t_{р}=10\div15°$ С, а для низкоскоростной $\Delta t_{р}=4\div7°$ С. При этом коэффициент эжекции воздухораспределителя в первом случае может быть $k_{э}\approx 1\div2$, а во втором $k_{э}=0\div0{,}4$.

а)



б)



в)

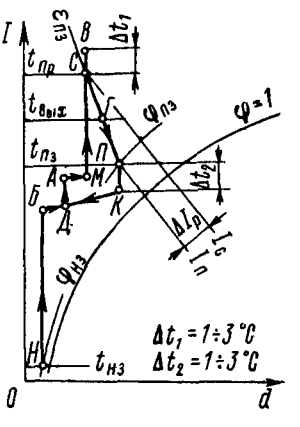


Рис. 98. Технологическая схема (*а*) и построение процессов кондиционирования в летнем (*б*) и зимнем (*в*) режимах для центральной одноканальной СКВ без теплообменников в воздухораспределителях.

Технико-экономические расчеты [63] показывают, что для высоко- и среднескоростных одноканальных центральных систем со свойственными для помещений транспортных судов значениями $\varepsilon_{п}$ оптимальная (наиболее выгодная экономически) температура приточного воздуха составляет $t_{пр}=(10\div11)+\Delta t_{1}°$ С. Более высокие температуры менее выгодны, а при более низких $t_{пр}$ не обеспечивается минимальное комфортное значение $\varphi_{п}=40\%$.

Из точки C вниз по линии $d=\text{const}$ на расстоянии $\Delta t_1=1\div 3^\circ$ С (нагрев воздуха в системе) находят точку B, соответствующую состоянию воздуха на выходе из кондиционера (его воздухоохладителя). Она должна лежать на линии $\varphi\approx 0{,}92\div 0{,}98$.

По величине теплоизбытков в помещении $Q_{изб}$ (кВт) и рабочей разности энтальпий $\Delta I_р=I_П-I_C$ (кДж/кг) находят общий расход приточного воздуха для помещения (кг/с)

$$G_в=\frac{Q_{изб}}{\Delta I_р}. \qquad \text{(VII.43)}$$

Зная расход наружного воздуха $G_{н.в}$, определенный ранее по Санитарным нормам и числу людей в помещении (помещениях), определяют расход рециркуляционного воздуха

$$G_{р.в}=G_в-G_{н.в}. \qquad \text{(VII.44)}$$

Если процент рециркуляционного воздуха $G_{р.в}/G_в\cdot 100\%$ получается очень большим, то в соответствии с Санитарными правилами (см. § 12) его следует уменьшить до 30% увеличением $G_{н.в}$ при том же общем расходе воздуха $G_в$. Однако в виде исключения допускается увеличение рециркуляцин и более 30% при условии обеспечения $G_{н.в}$ по санитарным нормам и возможности забора на рециркуляцию чистого (без загрязнений, запахов и других выделений в помещениях) воздуха.

От точки $П$ вверх по линии $d=\text{const}$ откладывают величину $\Delta t_2=1\div 3^\circ$ С и находят точку K — состояние рециркуляционного воздуха (в коридорах). Зная соотношение между $G_{н.в}$ и $G_{р.в}$, строят процесс смешения наружного и рециркуляционного воздуха (линии $НД$ и $КД$).

Определяют подогрев воздуха в вентиляторе

$$\Delta t_{вт}\approx\frac{N_{эд.в}}{c_{вл}G_в}\approx 0{,}0008\frac{H_{вт}}{\eta_{вт}}+\frac{(1-\eta_{эд.в})N_{эд.в}}{c_{вл}G_в}, \qquad \text{(VII.45)}$$

где $H_{вт}$ — полное давление (напор) вентилятора, Па;

$\eta_{вт}$ — к. п. д. вентилятора;

$N_{эд.в}$, $\eta_{эд.в}$ — мощность (кВт) и к. п. д. электродвигателя вентилятора.

Величину $H_{вт}$ вначале принимают ориентировочно в зависимости от типа СКВ, затем ее определяют из аэродинамического расчета системы и кондиционера. Предварительно $\eta_{эд.в}$ принимают ориентировочно, а мощность $N_{эд.в}$ определяют по принятому значению $H_{вт}$ и суммарному $G_в$ для всех помещений, обслуживаемых данным вентилятором (кондиционером)

$$N_{эд.в}=\frac{N_{вт}}{\eta_{прив}\eta_{эд.в}}, \qquad \text{(VII.46)}$$

где $\eta_{прив}$ — к. п. д. привода вентилятора;

$N_{вт}$ — мощность вентилятора (на валу)

$$N_{вт}=10^{-3}\frac{G_в H_{вт}}{\gamma_в\eta_{вт}}; \qquad \text{(VII.47)}$$

$\gamma_в$ — плотность воздуха на всасывании вентилятора, кг/м^3.

Если электродвигатель вентилятора установлен вне воздушного потока, второе слагаемое правой части уравнения (VII.45) учитывать не нужно.

На данной стадии проектирования, когда еще не рассчитаны система и кондиционер, $H_{вт}$, $\eta_{вт}$, $N_{эд.в}$ и $\eta_{эд.в}$ неизвестны. Поэтому приходится делать предварительную оценку $\Delta t_{вт}$. Принимая $\eta_{вт} \approx \approx 0{,}8$ и учитывая зависимость между $N_{эд.в}$, $G_в$ и $H_{вт}$, а также реальные значения $\eta_{эд.в}$, для определения $\Delta t_{вт}$ можно использовать формулу

$$\Delta t_{вт} \approx 0{,}001 H_{вт} (1 + 0{,}25), \qquad \text{(VII.48)}$$

в которой слагаемое 0,25 следует учитывать только в случае размещения электродвигателя вентилятора в воздушном потоке. Без учета этого фактора можно ориентировочно считать, что воздух в вентиляторе нагревается на 1° С на каждые 1000 Па его полного давления (напора).

По величине $\Delta t_{вт}$ вверх от точки $Д$ по вертикали находят точку $А$, характеризующую состояние воздуха перед воздухоохладителем. Через точки $А$ и $В$ проводят прямую до пересечения с линией насыщения $\varphi = 1{,}0$ в точке $О$ (насыщенный воздух у поверхности охлаждения), по которой ориентировочно определяют требуемую среднюю температуру $t_н$ наружной поверхности воздухоохладителя. Если точка $В$ расположена на линии $\varphi = 0{,}98 \div 1{,}0$, точку $О$ находят на линии насыщения, на 2—4° С ниже точки $В$.

Если линия $АВ$ проходит левее линии насыщения, не пересекаясь с ней, процессы $ПС$ и $СВ$ перестраивают, перемещая их вправо, но так, чтобы величина $\varphi_п$ при той же $t_п$ не превышала 60% (предела комфортной зоны). В случае, когда прямая $АВ$ пересекает линию $\varphi = 1$ еще до точки $В$ (см. нижнюю часть рис. 98, *б*), необходимо на линии насыщения, ниже точки $В$ на 2—4° С, наметить точку $О$ при $t_н$ и провести линию $АО$ процесса охлаждения через область тумана. Точка $В$ в этом случае должна лежать на линии $\varphi = 0{,}97 \div 1{,}0$ (значение $\varphi_В \approx 0{,}97$ объясняется тем, что хотя из воздуха и выпадает влага, практически, как показали многочисленные испытания, из воздухоохладителя выходит смесь насыщенного и ненасыщенного воздуха со средним значением $\varphi_В = = 0{,}95 \div 0{,}98$). Поэтому в таких случаях процесс охлаждения можно условно показывать идущим из точки $А$ до точки $а$ пересечения с линией $\varphi = 1$, а затем по линии $\varphi \approx 0{,}97 \div 1{,}0$ до точки $В$ и далее до точки $О$ на линии насыщения, как это и сделано на следующих рисунках.

В воздухораспределителе к приточному воздуху подсасывается рециркуляционный воздух помещения. Температура смеси приточного и рециркуляционного воздуха на выходе из воздухораспределителя найдется по формуле

$$t_{вых} = \frac{t_{пр} + k_э t_п}{1 + k_э}, \qquad \text{(VII.49)}$$

где $t_{пр}$ — температура приточного воздуха (в точке $С$), °С.

Если воздухораспределители не подобраны, а проектируются, то из формулы (VII.49) может быть найден необходимый коэффициент эжекции $k_э$ воздухораспределителя, обеспечивающий заданную температуру $t_{вых}$, обычно составляющую $t_{вых}=t_п-(4\div7)$°С.

Необходимая воздухопроизводительность $V_в$ (м³/с) кондиционера (кондиционеров)

$$V_в=\frac{G_в}{\gamma_в}. \qquad \text{(VII.50)}$$

Воздухопроизводительность кондиционера (вентилятора) $V_{вн}$ (нм³/с) при нормальных условиях ($p=0{,}101$ МПа, $t=20$° С, $\varphi=50\%$)

$$V_{вн}=\frac{G_в}{\gamma_{вн}}=\frac{G_в}{1{,}2}, \qquad \text{(VII.51)}$$

где $\gamma_{вн}=1{,}2$ кг/м³ — плотность воздуха при нормальных условиях.

Холодопроизводительность кондиционера

$$Q_{0к}=G_в\,(I_Д-I_В), \qquad \text{(VII.52)}$$

где $I_Д$ и $I_В$ — энтальпия воздуха на входе в кондиционер и на выходе из него, кДж/кг.

Тепловая нагрузка на воздухоохладитель

$$Q_0=G_в\,(I_А-I_В), \qquad \text{(VII.53)}$$

где $I_А$ — энтальпия воздуха перед воздухоохладителем, кДж/кг.

Очевидно, Q_0 больше $Q_{0к}$ на величину теплоподвода в электровентиляторе, т. е.

$$Q_0=Q_{0к}+G_в\,(I_А-I_Д). \qquad \text{(VII.54)}$$

Требуемая рабочая (при заданных условиях эксплуатации — температурах кипения и конденсации) холодопроизводительность холодильной машины (машин) с учетом коэффициента запаса 1,05—1,10

$$Q_{0р}=(1{,}05\div1{,}10)\,b\sum_{i=1}^{n}Q_{0i}, \qquad \text{(VII.55)}$$

где $\sum_{i=1}^{n}Q_{0i}$ — суммарная тепловая нагрузка на воздухоохладители всех кондиционеров, обслуживаемых данной холодильной установкой, кВт;

b — коэффициент, учитывающий рост тепловой нагрузки на машину из-за притоков тепла в изолированных трубопроводах, аппаратах, определяемый по табл. 8.

Процессы кондиционирования в зимнем режиме (рис. 98, *в*) строятся при условии, что общий расход приточного воздуха $G_в$ уже определен по летнему режиму.

По известным параметрам наружного воздуха и воздуха в помещениях находят точки *Н* и *П*. Точку *К* определяют по величине $\Delta t^2=1\div3$° С, а точку *Б* (состояние воздуха после BH_1) — по обычно

принимаемой температуре $t_б = 12 \div 18°$ С. Положение точки $Д$ характеризуется соотношением $G_{н.в}/G_{р.в}$. Затем по величине $\Delta t_{вт}$ находят точку A.

Из точки $П$ проводят луч процесса тепло-влагоассимиляции в помещении по величине тепловлажностного отношения $\varepsilon_{п.з}$. Энтальпию приточного воздуха I_C (кДж/кг) определяют по формуле

$$I_C = I_П + \Delta I_р = I_П + \frac{Q_{пот}}{G_в}. \qquad \text{(VII.56)}$$

На пересечении изоэнтальпы I_C с лучом процесса $\varepsilon_{п.з}$ находят точку C, через которую проводят вертикаль. На пересечении изотермы (линии увлажнения воздуха паром), проведенной из точки A вправо, с указанной вертикалью находят точку M, характеризующую состояние увлажненного воздуха перед $ВН_{II}$. Из точки C вверх по линии $d = \text{const}$ откладывают величину $\Delta t_1 = 1 \div 3°$ С, характеризующую охлаждение воздуха в магистралях. Таким образом, процесс MB — это подогрев воздуха в $ВН_{II}$, а BC — охлаждение его в воздухопроводах.

Таблица 8

Значения коэффициента b в формуле (VII. 55)

Холодопроизводительность машины (установки), кВт	Установки	
	непосредственного охлаждения	рассольного (водяного) охлаждения
Менее 100	1,10—1,12	1,12—1,15
100—500	1,06—1,08	1,08—1,12
Более 500	1,04—1,06	1,06—1,10

Температура приточного воздуха (в точке C) может быть примерно 30—45° С и выше. При этом необходимо следить за тем, чтобы температура $t_{вых}$ выходящего из воздухораспределителя воздуха (точка $Г$ на линии $СП$) была не выше 40° С и не ниже 18° С. Значение $t_{вых}$ проверяют по формуле (VII.49).

Полная теплопроизводительность кондиционера

$$Q = G_в (I_B - I_{вх}), \qquad \text{(VII.57)}$$

где $I_{вх}$ — условная энтальпия воздуха на входе в кондиционер, кДж/кг

$$I_{вх} = \frac{G_{н.в} I_н + G_{р.в} I_к}{G_в}. \qquad \text{(VII.58)}$$

Если бы наружный и рециркуляционный воздух смешивались на входе в кондиционер (до подогрева наружного воздуха в $ВН_I$), то $I_{вх}$ была бы действительной энтальпией смешанного воздуха перед кондиционером.

Полная теплопроизводительность кондиционера может быть представлена формулой

$$Q = Q_{ВН_I} + Q_{вт} + Q_у + Q_{ВН_{II}} \qquad \text{(VII.59)}$$

как сумма теплопроизводительностей $ВН_I$ ($Q_{ВН_I}$), вентилятора ($Q_{вт}$), увлажнителя ($Q_у$) и $ВН_{II}$ ($Q_{ВН_{II}}$).

Теплопотоки, подведенные в отдельных элементах кондиционера: в воздухонагревателе первой ступени

$$Q_{ВН_I} = G_{н.в}(I_Б - I_Н) \approx c_{вл} G_{н.в}(t_Б - t_н); \qquad \text{(VII.60)}$$

в вентиляторе

$$Q_{вт} = G_в(I_A - I_Д) \approx c_{вл} G_в(t_A - t_Д); \qquad \text{(VII.61)}$$

в увлажнителе

$$Q_у = G_в(I_M - I_A); \qquad \text{(VII.62)}$$

в воздухонагревателе второй ступени

$$Q_{ВН_{II}} = G_в(I_B - I_M) \approx c_{вл} G_в(t_B - t_M), \qquad \text{(VII.63)}$$

где средняя массовая теплоемкость влажного воздуха при постоянном давлении может быть принята $c_{вл}=1{,}01 \div 1{,}03$ кДж/(кг·К).

Расход пара на воздухонагреватели (кг/с)

$$G_{п\,ВН} = 1{,}05\beta \frac{Q_{ВН_I} + Q_{ВН_{II}}}{r}, \qquad \text{(VII.64)}$$

где r — скрытая теплота парообразования насыщенного пара, подаваемого в воздухонагреватели, кДж/кг;

β — коэффициент, зависящий от типа конденсатоотводчика (принимают $\beta=1{,}05$ для конденсатоотводчиков термостатического типа и $\beta=1{,}15$ для лабиринтовых конденсационных горшков).

Расход пара на увлажнение воздуха (кг/с)

$$G_{пу} = 1{,}05 G_в \frac{d_M - d_A}{1000}, \qquad \text{(VII.65)}$$

где d_M и d_A — влагосодержание воздуха в точках M и A, г/кг.

Теплопроизводительность кондиционера по явному теплу

$$Q_я = G_в c_{вл}(t_B - t_{вх}), \qquad \text{(VII.66)}$$

где $t_{вх}$ — условная температура воздуха на входе в кондиционер, °С

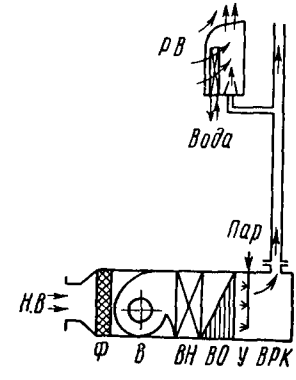
$$t_{вх} = \frac{G_{н.в} t_н + G_{р.в} t_к}{G_в}. \qquad \text{(VII.67)}$$

Рассмотрим теперь центральную одноканальную систему с доводочными воздухораспределителями, схема которой показана на рис. 99, *а*, а процессы кондиционирования в летнем и зимнем режимах — соответственно на рис. 99, *б*, *в*. Сделаем только дополнительные пояснения, связанные с особенностями этой системы.

Поскольку в доводочных воздухораспределителях (ВРДК) предусматриваются водяные теплообменники, то и воздухоохладитель центрального кондиционера имеет смысл питать холодной водой (но не фреоном). В этом случае целесообразно объединить водяные охладитель и нагреватель воздуха в одном теплообменнике.

Однако с учетом того, что паровые воздухонагреватели компактны, наряду с водяным воздухоохладителем в кондиционере может быть предусмотрен и паровой воздухонагреватель. Если холодильная машина расположена вблизи кондиционера или встроена в него, целесообразно *ВО* сделать с непосредственным испарением.

а)



В этой СКВ из центрального кондиционера подается только наружный воздух, количество которого $G_{н.в}$ должно быть не менее требуемого по санитарным нормам. В помещениях устанавливают ВРДК, имеющие большой коэффициент эжекции ($k_э = 1{,}5 \div 3$) и обеспечивающие подсос рециркуляционного воздуха в количестве $G_{р.в}$. Значит, общий расход воздуха (кг/с)

$$G_в = G_{н.в} + G_{р.в} = G_{н.в}(1 + k_э), \quad \text{(VII.68)}$$

где $G_{н.в}$ определен по санитарным нормам, а $k_э$ принят по подобранному из числа выпускаемых промышленностью ВРДК.

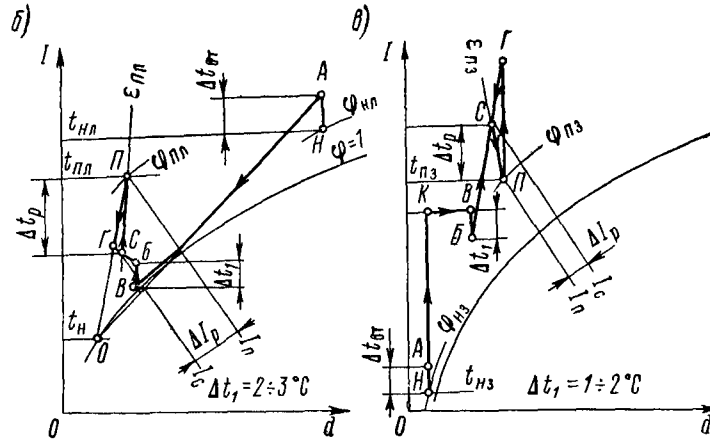


Рис. 99. Технологическая схема (*а*) и построение процессов кондиционирования в летнем (*б*) и зимнем (*в*) режимах для центральной одноканальной СКВ с доводочными воздухораспределителями.

Рабочая разность энтальпий (кДж/кг) в летнем режиме

$$\Delta I_р = \frac{Q_{изб}}{G_в} = \frac{Q_{изб}}{G_{н.в}(1 + k_э)}. \quad \text{(VII.69)}$$

Из точки *П* (рис. 99, *б*) проводят луч процесса тепло-влагоассимиляции в помещении по величине $\varepsilon_{п.л}$. Исходя из рабочей разности энтальпий $\Delta I_р$ на этом луче находят точку *С*, характеризую-

щую состояние воздуха на выходе из ВРДК. При этом обычно рабочая разность температур составляет $\Delta t_р = 6 \div 10°$ С. Если она получается значительно большей, необходимо увеличить общий расход воздуха за счет увеличения $G_{н.в}$, в результате чего уменьшится $\Delta I_р$, а значит и $\Delta t_р$ (следует иметь в виду, что воздух, выходящий из ВРДК, имеет достаточно большую скорость и обеспечивает подсос рециркуляционного воздуха; таким образом, ВРДК свойственна двойная эжекция). Намечают ориентировочное значение средней температуры $t_н$ наружной поверхности воздухоохладителей центрального кондиционера и ВРДК (точка *О*) так, чтобы из точки *П* в точку *О* можно было провести прямую левее точки *С*. Из точки *А*, которая найдется по точке *Н* и $\Delta t_{вт}$, и из точки *П* в точку *О* проводят прямые *АО* и *ПО* — условные процессы охлаждения воздуха.

По величине температуры воздуха за воздухоохладителем центрального кондиционера $t_в \approx t_н + (2 \div 6)°$ С находят точку *В*, лежащую на линии *АО* (если эта линия дважды пересекает линию насыщения, то точка *В* располагается на линии $\varphi \approx 0{,}97 \div 1{,}0$). По величине $\Delta t_1 = 2 \div 3°$ С находят точку *Б*. Проведя через точки *Б* и *С* прямую, находят на пересечении этой прямой с линией *ПО* точку *Г*, характеризующую состояние охлажденного рециркуляционного воздуха за теплообменником ВРДК. Значит, процессы *БС* и *ГС* — смешение приточного (наружного) и охлажденного рециркуляционного воздуха в ВРДК.

Отношение отрезков *БС* и *СГ* должно соответствовать принятому значению коэффициента эжекции ВРДК, т. е.

$$k_э = \frac{G_{р.в}}{G_{н.в}} = \frac{\overline{БС}}{\overline{СГ}}. \qquad \text{(VII.70)}$$

Если в результате построения процессов не получено принятого раньше значения $k_э$, построение повторяют, изменяя положение точек *В*, *Б*, *Г*, а нередко и точек *С* и *О* до тех пор, пока не получаются процессы *БС* и *СГ*, удовлетворяющие заданному значению $k_э$. Положение линии *БСГ* может быть не таким, как показано на рис. 99, *б*, т. е. точка *Г* может быть и ниже[1] точки *Б*. Однако в любом случае расход наружного воздуха (кг/с)

$$G_{н.в} = \frac{Q_{изб}}{(1 + k_э)\,\Delta I_р} \qquad \text{(VII.69а)}$$

должен быть не меньше требуемого по санитарным нормам и даже с некоторым запасом, чтобы при уменьшении расхода приточного воздуха в ВРДК (при снижении тепловой нагрузки на помещение, индивидуальном желании обитателей помещения и т. п.), с помощью, например, заслонки подача наружного (свежего) воздуха в помещение была бы не меньше санитарного минимума. При

[1] Заметим, что $t_Г < t_В$ маловероятно, так как теплообменник ВРДК обычно двух-четырехрядный, а *ВО* центрального кондиционера имеет 10—20 рядов трубок.

указанных выше значениях $\Delta t_р = 6 \div 10°$ С, как правило, получается расход $G_{н\,в}$ с достаточным запасом.

Порядок построения процессов для СКВ несколько меняется, если доводочный воздухораспределитель заранее не подобран, а будет проектироваться. Тогда точку C находят по принятой $\Delta t_р$, а в результате построения определяют необходимую величину $k_э$ по формуле (VII.70).

Далее определяют:

Воздухопроизводительность кондиционера (м³/с),

$$V_в = \frac{G_{н\,в}}{\gamma_{н.\,в}}, \qquad \text{(VII.71)}$$

где $G_{н.\,в}$ — окончательно принятый расход приточного наружного воздуха, кг/с;

$\gamma_{н\,в}$ — плотность наружного воздуха, кг/м³.

Холодопроизводительность кондиционера (кВт)

$$Q_{0к} = G_{н.\,в}(I_Н - I_В). \qquad \text{(VII.72)}$$

Тепловая нагрузка на воздухоохладитель кондиционера (кВт)

$$Q_0 = G_{н.\,в}(I_А - I_В). \qquad \text{(VII.73)}$$

Тепловая нагрузка на теплообменник ВРДК (кВт)

$$Q_{0\,ВР} = \frac{G_{р.\,в}(I_П - I_Г)}{n_{ВР}} = \frac{G_{н.\,в} k_э (I_П - I_Г)}{n_{ВР}}, \qquad \text{(VII.74)}$$

где $n_{ВР}$ — число ВРДК, получающих воздух от кондиционера; в случае, если в помещениях устанавливаются ВРДК различных типоразмеров, нагрузка на теплообменник каждого из них определяется по своим расходам воздуха $G_{р\,в\,i}$ и разности энтальпий $(I_П - I_Г)$.

Требуемая рабочая холодопроизводительность холодильной машины (установки)

$$Q_{0р} = (1{,}05 \div 1{,}10)\, b \sum_{i=1}^{n} [Q_{0i} + (n_{ВР} Q_{0\,ВР})_i], \qquad \text{(VII.75)}$$

где знак суммы означает, что суммируются тепловые нагрузки всех кондиционеров и всех ВРДК различных типоразмеров, обслуживаемых данной холодильной установкой холодопроизводительностью $Q_{0р}$; величину коэффициента b принимают по табл. 8.

Затем строят процессы кондиционирования в зимнем режиме (рис. 99, *в*). Из точки $П$ проводят луч процесса, соответствующий величине $\varepsilon_{п\,з}$. Находят энтальпию смешанного воздуха (кДж/кг) на выходе из ВРДК

$$I_С = I_П + \Delta I_р = I_П + \frac{Q_{пот}}{G_{н.\,в}(1 + k_э)}, \qquad \text{(VII.76)}$$

а по ней и точку C на указанном луче.

Из точки *П* вверх проводят вертикальную линию — процесс подогрева в теплообменнике ВРДК рециркуляционного воздуха помещения. Через точку *С* проводят прямую линию так, чтобы на пересечении ее с вертикалью, проведенной из точки *П*, получить точку *Г* при температуре подогретого рециркуляционного воздуха не более 40—45° С. На этой прямой вниз от точки *С* откладывают отрезок $СБ = ГС \cdot К_э$, т. е. находят точку *Б*, характеризующую состояние приточного воздуха.

От точки *Б* по вертикали вверх откладывают $\Delta t_1 = 1 \div 2°$ С, что соответствует охлаждению приточного воздуха в магистрали, и находят точку *В* (охлаждение воздуха следует учитывать, если воздухопроводы проходят через помещения с низкой температурой; в противном случае $\Delta t_1 \approx 0$, так как температура подаваемого центральным кондиционером воздуха близка к температуре воздуха в коридорах). Из этой точки проводят влево изотерму, в месте пересечения которой с вертикалью, проведенной из точки *Н*, находят точку *К*, характеризующую состояние нагретого в центральном кондиционере воздуха (перед увлажнителем). Процесс *КВ* — увлажнение воздуха паром, а процесс *НА* — подогрев воздуха в вентиляторе.

Полная теплопроизводительность кондиционера

$$Q = G_{н.в}(I_В - I_Н) \qquad \text{(VII.77)}$$

или

$$Q = Q_{вт} + Q_{ВН} + Q_у, \qquad \text{(VII.78)}$$

где тепло, подведенное к воздуху соответственно в вентиляторе, воздухонагревателе и увлажнителе, находят через $G_{н.в}$ и соответствующие разности энтальпий $(I_А - I_Н)$, $(I_К - I_А)$ и $(I_В - I_К)$. При этом часто не учитывают $Q_{вт}$, а $Q_{ВН}$ определяют как $G_{н.в}(I_К - I_Н)$.

Тепловую нагрузку на теплообменники ВРДК находят по формуле (VII.74), куда подставляют соответствующую разность энтальпий $(I_Г - I_П)$.

Расход пара на воздухонагреватель центрального кондиционера определяют по формуле (VII.64), куда вместо $(Q_{ВН_I} + Q_{ВН_{II}})$ подставляют $Q_{ВН}$. Если воздухонагреватель центрального кондиционера водяной, как и теплообменники ВРДК, то расход воды через него определяют, исходя из $Q_{ВН}$ и перепада температур воды в нем. При этом температура воды должна быть такой, чтобы обеспечить определенные построением процессов параметры подогретого воздуха. В равной степени это относится к теплообменникам ВРДК.

Расход пара на увлажнение воздуха (кг/с)

$$G_{пу} = 1{,}05 G_{н.в} \frac{d_В - d_К}{1000}, \qquad \text{(VII.79)}$$

где $d_В$ и $d_К$ — влагосодержание воздуха в точках *В* и *К* (рис. 99, *в*), г/кг.

Теплопроизводительность кондиционера по явному теплу (кВт)

$$Q_я = c_{вл} G_{н.в} (t_В - t_{н.з}), \qquad \text{(VII.80)}$$

где $t_{н.з}$ и $t_В$ — температура воздуха на входе в кондиционер и выходе из него.

Возможные варианты технологических схем и процессы кондиционирования для двухканальных систем рассмотрены в § 16, 23, 29. Отметим здесь особенности построения процессов для двух наиболее характерных технологических схем двухканальных СКВ.

На рис. 100, *а* представлена технологическая схема двухканальной системы, номинальный летний режим для которой рассчитывается как для одноканальной СКВ, когда работает только канал *II* (рис. 100, *б*). В этом случае через канал *II* идет 100% общего расхода воздуха, причем наиболее охлажденного (сплошные линии), и порядок постро-

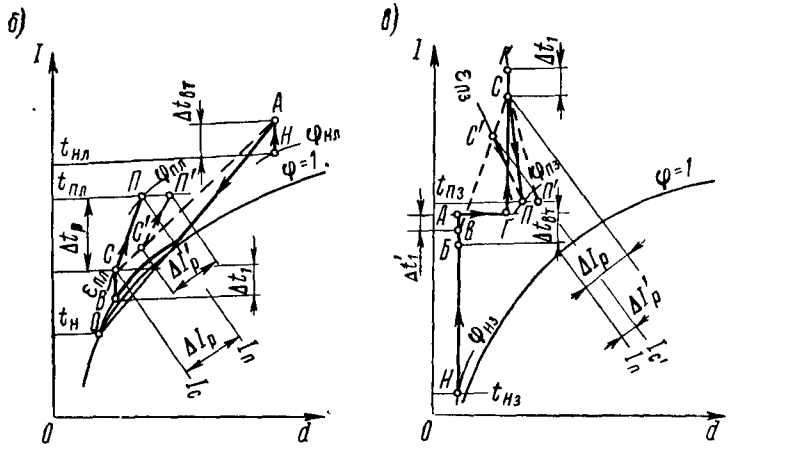
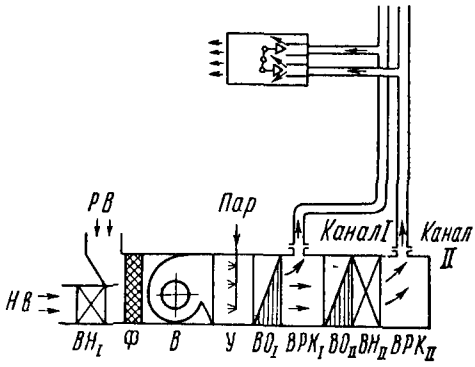


Рис. 100. Технологическая схема (*а*) и построение процессов кондиционирования в летнем (*б*) и зимнем (*в*) режимах для центральной двухканальной системы (первый вариант).

ения процессов не отличается от рассмотренного для одноканальной системы. Рабочая разность температур $\Delta t_р$ для такой системы с потолочными или пристенными воздухораспределителями — смесителями ($k_з = 0{,}3 \div 0{,}7$) может достигать 12—14° С.

Штриховыми линиями на рис. 100, *б* показаны процессы смешения воздуха каналов *I* и *II* (*AC′* и *CC′*) и тепло-влагоассимиляции в помещении (*C′П′*) при меньших, чем номинальные, тепловых нагрузках на помещения (при тех же влаговыделениях и меньших теплопритоках величина $\varepsilon_{п.л}$ будет меньше и линия *C′П′* пойдет положе, однако точка *П′* должна быть в зоне комфорта по $\varphi'_{п.л} \leqslant 60\%$).

Однако в номинальном зимнем режиме работы таких СКВ приточный воздух (точка *C′* на рис. 100, *в*) представляет собой смесь менее и более подогретого воздуха различного влагосодержания соответственно из каналов *I* и *II*. При этом на основе оценки теплового совершенства и экономичности технологической схемы



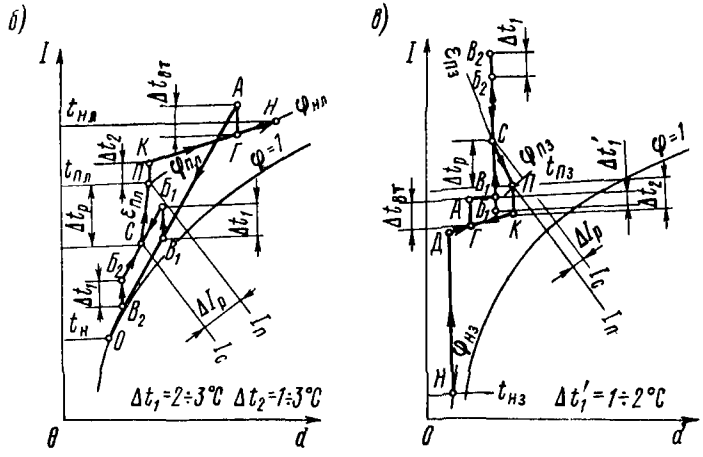


Рис. 101. Технологическая схема (*а*) и построение процессов кондиционирования в летнем (*б*) и зимнем (*в*) режимах для центральной двухканальной системы (второй вариант).

(см. § 29) принимают определенное процентное соотношение воздуха в каналах *I* и *II*.

Такие технологические схемы и процессы кондиционирования имеют судовые кондиционеры типа «Экватор», «Бриз», «Муссон», «Пассат». В них канал *I* рассчитан на 50%, а канал *II* — на 100% общего расхода воздуха.

Процессы *зимнего кондиционирования*: *НБ* — подогрев воздуха в $ВН_I$; *БА* — подогрев воздуха в вентиляторе; *АВ* — охлаждение

воздуха в магистрали канала *I* (как уже отмечалось выше, при температуре воздуха в канале *I*, близкой к температуре в коридорах и помещениях, величина $\Delta t_1'$ незначительна и ее даже можно не учитывать); *АГ* — увлажнение воздуха паром; *ГК* — подогрев воздуха в $ВН_{II}$; *КС* — охлаждение воздуха в магистрали канала *II*, $\Delta t_1 = 2 \div 3°$ С; *СС'* и *ВС'* — смешение воздуха каналов *II* и *I* в воздухораспределителе. Положение точки *С'* находят на пересечении луча процесса $\varepsilon_{п.з}$ и изоэнтальпы $I_{C'} = I_{П} + \frac{Q_{пот}}{G_{н.в}}$, где $G_{н.в}$ найден по расчету летнего режима.

Процессы увлажнения *АГ* и вторичного подогрева *ГК* должны быть построены так, чтобы получить необходимое положение точки *С*, обеспечивающее заданное соотношение расходов воздуха через каналы *I* и *II*, т. е. заданное соотношение отрезков *ВС'* и *СС'*. При этом температура воздуха в канале *II* обычно составляет 40—45° С.

Процесс *СП* тепло-влагоассимиляции в помещении соответствует наибольшим теплопотерям помещения при несколько меньших влагоизбытках, когда в воздухораспределитель подается воздух только из канала *II* (даже при тех же, что и в номинальном режиме, влаговыделениях $\varepsilon_{п.з}$ будет больше и линия *СП'* пойдет круче, чем линия *С'П*, однако, при том же расходе приточного воздуха $d_П - d_{C'} = d_{П'} - d_C$).

Тепловые нагрузки на элементы кондиционера определяют аналогично изложенному выше.

На рис. 101, *а* представлена технологическая схема двухканальной системы с рециркуляцией и двумя воздухоохладителями в кондиционере, для которой в номинальном летнем и зимнем режимах расходы воздуха через каналы *I* и *II* приблизительно одинаковы (см. рис. 101, *б*, *в*). В этом случае температуру воздуха в каналах *I* и *II* летом и зимой принимают, например соответственно $t^{I}_{в2} = 16$ и $t^{II}_{в2} = 10°$ С, $t^{I}_{в2} = 25$ и $t^{II}_{в2} = 45°$ С, и выполняют все построения и расчеты в соответствии с приведенными в этом параграфе рекомендациями. Температуру кипения фреона или воды в воздухоохладителях $ВО_I$ и $ВО_{II}$, а также температуру воды или параметры пара для $ВН_I$ и $ВН_{II}$ следует принимать одинаковыми.

§ 31
Основы аэродинамического расчета системы кондиционирования воздуха

Цель аэродинамического расчета СКВ — определение потерь давления (напора) в ней, включая всасывающий (до кондиционера) и нагнетательный (после кондиционера) воздухопроводы. Суммарные потери давления в нагнетательном воздухопроводе и в воздухораспределителях определяют необходимое избыточное давление воздуха за кондиционером. По сумме потерь давления в системе воздухопроводов (до и после кондиционера),

включая воздухораспределители, и в самом кондиционере (аэродинамическое сопротивление кондиционера) с учетом запаса определяют необходимое полное давление вентилятора, по величине которого для заданного расхода воздуха подбирают вентилятор из числа выпускаемых промышленностью. Иногда требующийся вентилятор специально проектируют.

В том случае, когда кондиционер всасывает воздух из помещения, где он установлен, всасывающий тракт отсутствует и сопротивление его не рассчитывают (воздух в помещение либо свободно поступает, либо подается специальной системой). Если в герметизированный отсек, где установлен кондиционер, воздух поступает, например, через фильтр и BH_1 (зимой) или, минуя его (летом), только вследствие работы вентилятора кондиционера, сопротивление всасывающего тракта нужно учитывать.

Потери давления в воздухопроводах (Па) определяют по формуле

$$\Delta p = \sum_{i=1}^{i=k} \Delta p_{\text{гр}} + \sum_{j=1}^{j=n} \Delta p_{\text{м}}, \qquad \text{(VII.81)}$$

где $\sum_{i=1}^{i=k} \Delta p_{\text{тр}}$ — сумма потерь давления на трение в прямых участках воздухопровода;

$\sum_{j=1}^{j=n} \Delta p_{\text{м}}$ — сумма потерь давления в местных сопротивлениях воздухопровода — арматуре и отдельных элементах (коленах, тройниках и т. п.).

Формула (VII.81) справедлива для воздухопроводов систем кондиционирования и вентиляции, так как в них можно пренебречь сжимаемостью воздуха (при скоростях до 60 м/с) и считать его плотность и вязкость постоянными вследствие малости избыточных давлений воздуха по сравнению с атмосферным и практически постоянных температуры и влажности.

Потери давления на трение (Па) могут быть определены по формуле Дарси

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d_{\text{э}}} \cdot \frac{\gamma w^2}{2}, \qquad \text{(VII.82)}$$

где λ — коэффициент сопротивления трения;

l — длина рассчитываемого участка воздухопровода, м;

γ — плотность воздуха (из расчета и построения процессов кондиционирования), кг/м^3;

w — скорость воздуха, м/с;

$d_{\text{э}}$ — эквивалентный (гидравлический) диаметр воздухопровода (м), который для круглой трубы равен ее диаметру d, а для труб прямоугольного сечения $a \times b$ определяется по формуле

$$d_{\text{э}} = \frac{2ab}{a+b}. \qquad \text{(VII.83)}$$

Диаметры круглых труб или размеры a и b прямоугольного сечения воздухопровода следует принимать по ГОСТ 8468—66.

В зависимости от типа системы (высоко- или низкоскоростная) принимают ориентировочное значение скорости воздуха w в магистрали и в отводах и определяют необходимое сечение воздухопроводов

$$f = \frac{V_в}{w}, \qquad \text{(VII.84)}$$

где $V_в$ — расход воздуха через магистраль (отвод), м³/с.

По величине f в соответствии с ГОСТ 8468—66 принимают окончательные диаметр d или размеры $a \times b$ сечения, уточняют $f = 0{,}785\ d^2$ или $f = a \times b$ и значение скорости w воздуха по формуле (VII.84).

Технико-экономический анализ (многовариантные расчеты на ЭЦВМ [63] показывает, что для одноканальных центральных СКВ транспортных судов с выпускными воздухораспределителями оптимальные скорости воздуха в магистральных воздухопроводах составляют 18—24, а в отводах 8—10 м/с.

Для ламинарного режима движения воздуха

$$\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}}, \qquad \text{(VII.85)}$$

где Re — критерий Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{w d_э}{\nu},$$

здесь ν — коэффициент кинематической вязкости воздуха, м²/с.

Практически в воздухопроводах всегда наблюдается турбулентный режим движения, в котором для технически (гидравлически) гладких труб коэффициент сопротивления трения λ может быть определен по следующим формулам:

при $\mathrm{Re} = 3 \cdot 10^3 \div 10^5$

$$\lambda = 0{,}3164\ \mathrm{Re}^{-0{,}25} \text{ (формула Блазиуса);} \qquad \text{(VII.86)}$$

при $\mathrm{Re} = 10^5 \div 10^8$

$$\lambda = 0{,}0032 + 0{,}221\ \mathrm{Re}^{-0{,}237} \text{ (формула Никурадзе)} \qquad \text{(VII.87)}$$

или

$$\lambda = (1{,}82 \lg \mathrm{Re} - 1{,}64)^{-2} \text{ (формула Филоненко);} \qquad \text{(VII.88)}$$

при $3 \cdot 10^3 < \mathrm{Re} < 10^8$

$$\lambda = (1{,}8 \lg \mathrm{Re} - 1{,}5)^{-2} \text{ (формула Конакова).} \qquad \text{(VII.89)}$$

Трубы промышленного изготовления, применяемые в судовых воздухопроводах, имеют техническую (неравномерную) шероховатость. Коэффициент сопротивления трения λ для таких труб зависит не только от Re, но и от величины относительной шероховатости, представляющей собой отношение средней высоты выступов Δ к диаметру $d_э$ трубы, и может быть определен по графику

(рис. 102). Для стальных оцинкованных, алюминиевых и пластмассовых воздухопроводов судовых систем кондиционирования и вентиляции можно принимать абсолютную шероховатость $\Delta \approx 0{,}1 \div 0{,}3$ мм [102 и др.].

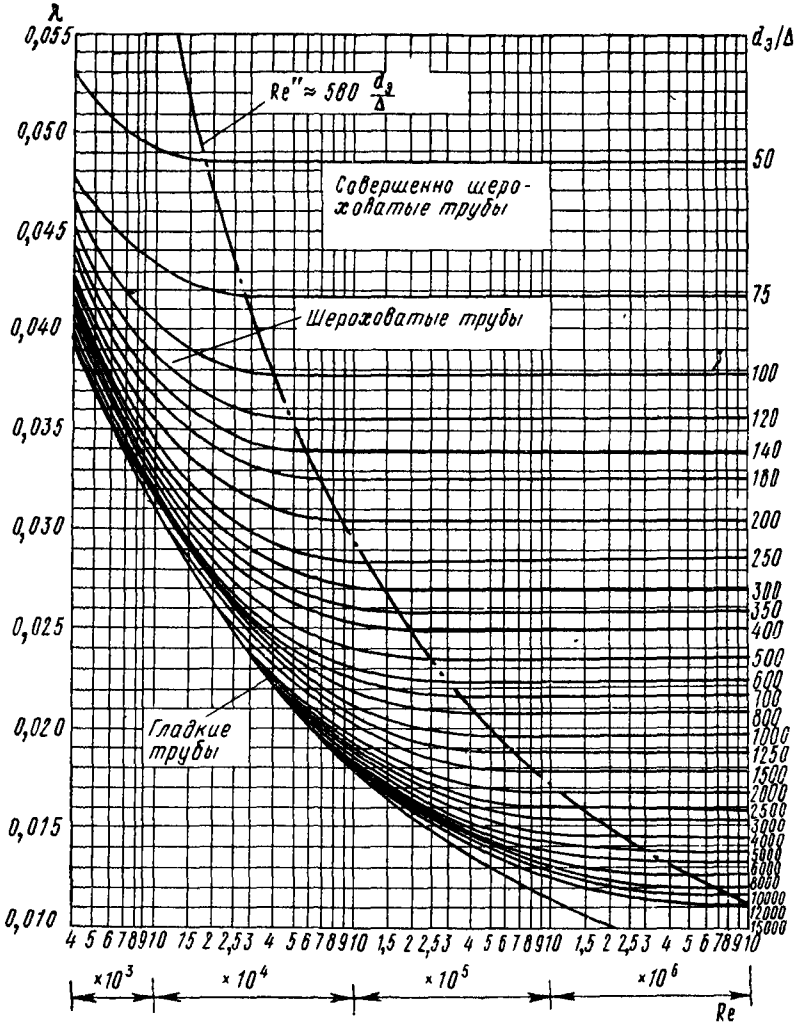


Рис 102 График зависимости $\lambda = f\left(\mathrm{Re}, \frac{d_э}{\Delta}\right)$ для труб с неравномерной шероховатостью и турбулентного режима движения.

Нижняя граница всех кривых $\lambda = f(\mathrm{Re}, d_э/\Delta)$ соответствует зависимости $\lambda = \varphi(\mathrm{Re})$ для гладких труб, при $\mathrm{Re} \leqslant 10^5$ — точно формуле (VII.86), а при $\mathrm{Re} > 10^5$ — приближенно формулам (VII.87), (VII.88), (VII.89). Правее этой границы до линии $\mathrm{Re}'' \approx 560\, d_э/\Delta$ лежит переходная область, соответствующая шероховатым тру-

бам и зависимости $\lambda=f(\mathrm{Re}, d_э/\Delta)$. В этой области коэффициент λ зависит как от Re, так и от $d_э/\Delta$. Правее линии $\mathrm{Re}''=560\, d_э/\Delta$ располагается область совершенно шероховатых труб, в которой величина λ определяется только значением $d_э/\Delta$ независимо от Re, т. е. $\lambda\approx\psi(d_э/\Delta)$. Эта область называется областью квадратичного закона сопротивления.

Зная Re и $d_э/\Delta$, по графику (рис. 102) определяют величину λ.

Для труб с $d_э/\Delta=80\div12\,500$ при $\mathrm{Re}>2300$ величина λ может быть определена по формуле Альшуля

$$\lambda = 0{,}1\left(1{,}46\frac{\Delta}{d_э}+\frac{100}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}25}. \qquad \text{(VII.90)}$$

В последнее время для воздухопроводов широко применяются полиэтиленовые ($\Delta=1\div5$ мкм) и винипластовые трубы. Первые из них при $d>100$ мм можно рассчитывать как гладкие трубы [82]. В случае $d<100$ мм для полиэтиленовых труб при турбулентном режиме движения для всего диапазона практически интересных значений критерия Re [82]

$$\lambda = \left\{1{,}8\,\lg\left[\mathrm{Re}\left(\frac{100}{d}\right)^{-0{,}56}\right]-1{,}5\right\}^{-2}, \qquad \text{(VII.91)}$$

где d — в мм.

Для винипластовых труб универсальная расчетная формула имеет вид [82]

$$\lambda = \left\{1{,}8\,\lg\left[\mathrm{Re}\left(\frac{d}{10}\right)^{-0{,}28}\right]-1{,}5\right\}^{-2}, \qquad \text{(VII.92)}$$

где d — в мм.

Из уравнений (VII.82) и (VII.86) можно получить формулу для определения потери давления на трение, приходящейся на 1 м длины прямых участков воздухопровода из гладких труб, при $p=0{,}101$ МПа и $t=20°$ С

$$\Delta p_{тр\,l} = 66{,}5 w^{1{,}75} d_э^{-1{,}25}\ \text{Па/1 м длины}, \qquad \text{(VII.93)}$$

где $d_э$ — в мм.

При других температурах воздуха (также пренебрегая отличием давления воздуха в воздухопроводе от $p=0{,}101$ МПа и ничтожно малым влиянием относительной влажности воздуха на плотность и коэффициент кинематической вязкости) величину $\Delta p_{тр\,l}$ необходимо умножать на поправочный коэффициент k, который можно принимать равным:

t, °С	−20	0	10	20	30	40	50	70	90
k	1,16	1,08	1,04	1,00	0,97	0,94	0,91	0,86	0,80

В специальной литературе, справочных и нормативных материалах приводятся номограммы для определения $\Delta p_{тр\,l}$. Следует, однако, помнить, что при расчете круглых труб безразлично, что принимать за заданные величины: d и w или d и $V_в$. Для каналов прямоугольного сечения исходными могут быть только $d_э$ и истинная скорость воздуха w, так как расход в условной круглой трубе

с $d_э$, имеющей ту же величину $\Delta p_{тр}\, l$, будет отличаться от истинного расхода в канале прямоугольного сечения.

Потери давления (Па) от трения в воздухопроводе

$$\Delta p_{тр} = \Delta p_{тр}\, l, \qquad \text{(VII.94)}$$

где l — в м.

Потери давления (Па) в местных сопротивлениях

$$\Delta p_м = \zeta \frac{\gamma w^2}{2}, \qquad \text{(VII.95)}$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления;

w — скорость воздуха в том сечении, к которому отнесен ζ, м/с.

Для определения коэффициентов различных местных сопротивлений (внезапное сужение или расширение канала, вход в трубу, колена, тройники, заслонки и т. п.) необходимо пользоваться специальной и справочной литературой [3, 82, 85, 86, 106 и др.], а также нормативными и руководящими техническими материалами (ОН9—671—67, ОН9—36—62, РС—712—67, ОН9—71—63 и др.).

Для пластмассовых труб используют соединения трех типов: раструбное, муфтовое и фланцевое. Соединительные элементы вызывают дополнительные сопротивления, которые нужно учитывать при расчетах. Считая их местными сопротивлениями, по данным испытаний М. М. Сапожникова, приведенным в работе [82], можно принимать следующие средние значения местного сопротивления одиночного соединения:

— муфтовое калиброванное $\zeta=0{,}02$ при $Re>6\cdot10^4$, $\zeta=0{,}07$ при $Re\approx2\cdot10^4$;

— раструбное $\zeta=0{,}10$ при $Re>10^5$, $\zeta=0{,}25$ при $Re\approx1{,}4\cdot10^4$;

— фланцевое $\zeta=0{,}10$ при $Re>3\cdot10^5$, $\zeta=0{,}25$ при $Re\approx5\cdot10^4$.

Нередко в воздухопроводах систем кондиционирования узлы местных сопротивлений образованы из двух и более отдельных элементов — сопротивлений, например спаренных колен, уток, тройников с отводами под различными углами и т. п. В этом случае проявляется взаимное влияние местных сопротивлений элементов, входящих в узел, и коэффициент местного сопротивления узла $\zeta_{уз}$ может быть как больше, так и меньше суммы коэффициентов местных сопротивлений отдельных элементов узла. Значения поправочных коэффициентов $\varphi=\frac{\zeta_{уз}}{\Sigma\zeta}$ приводятся в указанных выше литературе и материалах.

Кроме того, при последовательном расположении отдельных элементов или узлов местных сопротивлений (фасонных частей, арматуры и др.) воздухопроводов расстояния между ними могут быть меньше того, которое требуется для стабилизации потока (обычно не меньше 20 $d_э$). Поэтому при расстояниях между узловыми соединениями (сопротивлениями) $l_{уз}<20\ d_э$ нужно учитывать их взаимное влияние, которое может как увеличивать, так и уменьшать общее сопротивление соседних узлов. Этот учет производится

введением поправочного коэффициента ψ, зависящего от соотношения поправочных коэффициентов φ в предыдущем ($\varphi_{пред}$) и последующем ($\varphi_{посл}$) узловых соединениях, значения которого приведены ниже:

$\varphi_{пред} \geqslant 1$	$\varphi_{посл} > 1$	$\psi = 1{,}2$
$\varphi_{пред} \leqslant 1$	$\varphi_{посл} < 1$	$\psi = 0{,}82$
$\varphi_{пред} > 1$	$\varphi_{посл} = 1$	$\psi = 1{,}2$
$\varphi_{пред} < 1$	$\varphi_{посл} = 1$	$\psi = 0{,}82$
$\varphi_{пред} < 1$	$\varphi_{посл} > 1$	$\psi = 1{,}0$
$\varphi_{пред} > 1$	$\varphi_{посл} < 1$	$\psi = 1{,}0$
$\varphi_{пред} = 1$	$\varphi_{посл} = 1$	$\psi = 1{,}0$

Рассмотрим кратко порядок аэродинамического расчета воздухопроводов системы кондиционирования.

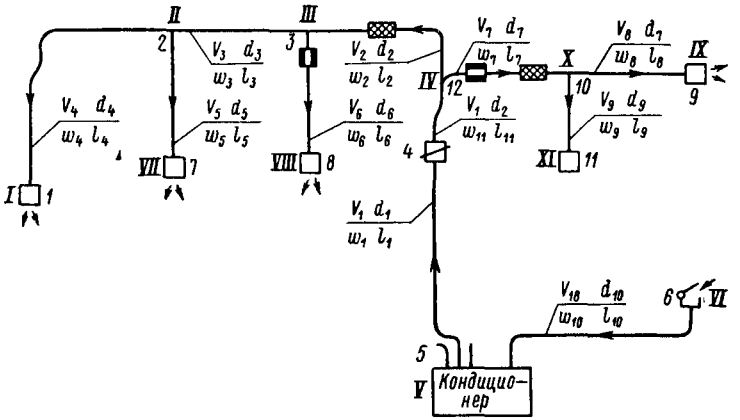


Рис. 103. К аэродинамическому расчету воздухопроводов системы кондиционирования.

— воздухораспределитель; — шумоглушитель; — дроссельная шайба; — захлопка водогазонепроницаемая; — крышка водогазонепроницаемая; — тройник (отвод); — утка.

$V_{10} = \Sigma V_1$; $V_1 = V_2 + V_7$; $V_2 = V_4 + V_5 + V_6$; $V_7 = V_8 + V_9$; $V_3 = V_4 + V_5$.

Прежде всего вычерчивают схему системы воздухопроводов с указанием прямых участков и местных сопротивлений (рис. 103). Исходя из расхода воздуха по помещениям и группам помещений и ориентировочных значений скоростей, определяют диаметры отдельных участков воздухопроводов. Затем округляют диаметры (размеры сечения) до значений по ГОСТ 8468—66 и уточняют скорости воздуха на отдельных участках.

На схеме намечают основную магистральную линию, которая по предварительным соображениям имеет наибольшее сопротивление. Римскими цифрами обозначают узловые точки, т. е. те точки, в ко-

торых происходит разделение или соединение потоков воздуха либо заканчивается основная магистраль. Нумерацию производят начиная с конца магистрали. На рис. 103 основная магистраль обозначена цифрами (узловыми точками) *I*, *II*, *III*, *IV*, *V*, *VI*. Часть магистрали, расположенная между двумя ближайшими узловыми точками, называется группой узловых сопротивлений.

Всю магистраль разбивают на отдельные участки воздухопровода, в которых скорость и расход (а значит, и сечение) остаются постоянными. Такие участки (начало и конец) обозначают арабскими цифрами. Для каждого участка записывают (на выносной полке) расход V (м³/с), скорость w (м/с) воздуха, диаметр d (мм) и длину l (м) трубы (участка).

Аналогично производят разбивку ответвляющих воздухопроводов на группы узловых сопротивлений и участки с соответствующим цифровым обозначением.

Определяют коэффициенты местных сопротивлений на всех участках в группах узловых сопротивлений. Составляют таблицу, где в вертикальной графе — первой слева — записывают группы узловых сопротивлений, а во второй — их участки. Для каждого участка группы по горизонтали записывают названия местных сопротивлений, включая воздухораспределители, их характеристики и коэффициенты. При этом в виде отдельной графы вводят поправочные коэффициенты φ на взаимное влияние элементов узловых сопротивлений (например, на участке *1—2* узел, состоящий из колена под углом 90° и утки с углом 45°, в узловой точке *IV* — отвод с уткой) и поправочные коэффициенты ψ на взаимное влияние узловых сопротивлений. В последней вертикальной графе справа записывают величину $\psi\varphi\Sigma\zeta$ для каждого участка.

Затем составляют аналогичную таблицу — расчетный бланк, в который для каждого участка по горизонтали последовательно записывают расход воздуха, размеры сечения и гидравлический диаметр, скорость воздуха, его температуру, длину прямого воздухопровода в участке, динамическое давление (напор), величины $\psi\varphi\Sigma\zeta$, $\Delta p_{\text{м}} = \psi\varphi\Sigma\zeta\dfrac{\gamma w^2}{2}$, $\Delta p_{\text{тр}}\, l$, $\Delta p_{\text{тр}}$, $\Delta p = \Delta p_{\text{м}} + \Delta p_{\text{тр}}$.

По каждой группе узловых сопротивлений определяют суммарное полное сопротивление Δp участков. Например, в группе *IV—V* суммируют Δp участков *12—4* и *4—5*.

Далее определяют узловые давления $\Delta p_{\text{уз}}$. В узле *II* $\Delta p_{\text{уз II}}$ подсчитывают на участке *1—2*, включая воздухораспределитель *I* (обозначается $\Delta p'_{\text{уз II}}$), и на участке *7—2*, включая воздухораспределитель *VII* (обозначается $\Delta p''_{\text{уз II}}$). Среднее узловое давление в узле *II* равно $\Delta p^{\text{ср}}_{\text{узII}} = 0{,}5\ (\Delta p'_{\text{уз II}} + \Delta p''_{\text{уз II}})$. В узле *III* $\Delta p'_{\text{уз III}}$ находят как сумму $\Delta p^{\text{ср}}_{\text{узII}}$ и полного сопротивления на участке *2—3* (Δp_{2-3}), а $\Delta p''_{\text{уз III}}$ — как полное сопротивление на участке *8—3*, включая воздухораспределитель *VIII*. В свою очередь $\Delta p^{\text{ср}}_{\text{узIII}} = 0{,}5\ (\Delta p'_{\text{уз III}} + \Delta p''_{\text{уз III}})$ и т. д. В узле *IV* $\Delta p'_{\text{уз IV}} = \Delta p^{\text{ср}}_{\text{узIII}} + \Delta p_{3-12}$, а $\Delta p''_{\text{уз IV}} = \Delta p^{\text{ср}}_{\text{узX}} + \Delta p_{10-12}$.

Расхождение узловых давлений $\Delta p'_{уз}$ и $\Delta p''_{уз}$ не должно превышать 5%. Если оно более 5%, необходимо уравнять значения узловых давлений изменением сечения воздухопровода ответвления (т. е. изменением $\Delta p''_{уз}$). Если при $\Delta p''_{уз} < \Delta p'_{уз}$ этого сделать не удается, то в ответвлениях устанавливают какие-либо дополнительные сопротивления (дроссельные устройства и шайбы), как это показано, например, на участках *8—3* и *10—12*.

Величина узлового давления в последней узловой точке (в нашем примере — это точка *VI*) определяет полное аэродинамическое сопротивление системы кондиционирования воздуха. Сумма этого сопротивления и сопротивления кондиционера представляет собой необходимое минимальное полное давление вентилятора. Окончательное полное давление вентилятора, по которому он должен быть подобран, определяется как минимальное полное давление плюс десятипроцентный запас.

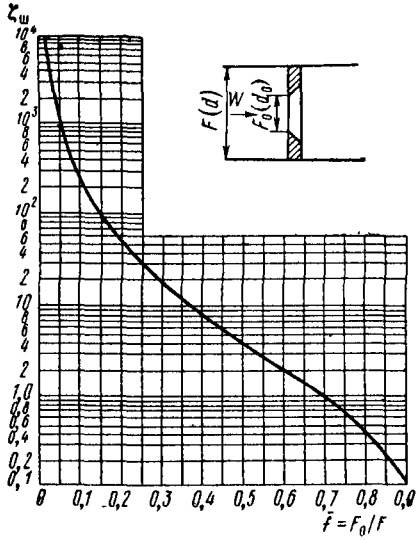


Рис. 104. Зависимость коэффициента местного сопротивления шайбы $\zeta_ш$ от ее относительной площади $\bar{f} = F_0/F$.

Дроссельную шайбу рассчитывают по величине избыточного давления $\Delta p_{изб}$ в соответствующей узловой точке, например в точке *III* $\Delta p_{изб} = \Delta p'_{уз\,III} - \Delta p''_{уз\,III}$ Па. Коэффициент местного сопротивления шайбы

$$\zeta_ш = \frac{\Delta p_{изб}}{\Delta p_{дин}}, \qquad \text{(VII.96)}$$

где $\Delta p_{дин} = \frac{\gamma w^2}{2}$ — динамическое давление (напор) на участке, где устанавливается шайба (например, на участке *3—8*), Па.

По величине $\zeta_ш$ по графику (рис. 104) находят отношение площади отверстия шайбы к площади сечения трубы $\bar{f} = F_0/F$, а затем $F_0 = \bar{f}F$ и

$$d_0 = \sqrt{\frac{4F_0}{\pi}}.$$

ГЛАВА

VIII

ОСНОВЫ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В АППАРАТАХ СУДОВЫХ УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

В аппаратах установок кондиционирования воздуха и рефрижерации происходят процессы теплопередачи между различными тепло- и хладоносителями и хладагентами через гладкие и ребристые поверхности.

Воздух может охлаждаться водой (рассолом) или кипящим в трубках фреоном, а нагреваться — водой или конденсирующимся в трубках водяным паром. Процесс конденсации хладагентов в конденсаторах холодильных машин происходит обычно на пучке горизонтальных оребренных трубок, а процесс их кипения — в трубках воздухоохладителей и кожухозмеевиковых испарителей и на пучке трубок кожухотрубных испарителей.

Поскольку для судов перспективны теплоиспользующие холодильные машины, представляет интерес процесс кипения фреонов в большом объеме, вертикальных или горизонтальных трубках при высоких (близких к критическим) давлениях.

В этой главе рассмотрены процессы теплоотдачи и теплопередачи, на основе закономерностей которых в последующих главах даются методики расчета основных теплообменных аппаратов судовых установок кондиционирования воздуха и холодильных машин.

§ 32
Теплопередача через ребристую поверхность воздухоохпадителя

Наиболее обстоятельные исследования и обобщения по теплопередаче через ребристые поверхности воздухоохладителей выполнены А. А. Гоголиным, на основе работ которого [31, 33 и др.] с некоторыми дополнениями и рассматривается здесь этот вопрос.

Различные типы ребер показаны на рис. 62 (см. § 25), а схема локальных теплопередачи и распределения температур в ребристой поверхности воздухоохладителя с учетом загрязнения внутренней поверхности трубок — на рис. 105.

На рисунке обозначены локальные температуры: $t_в$ — воздуха; $t_к$ и $t'_т$ — кромки и основания ребра; $t_т$ — стенки трубки (пренебрегая термическим сопротивлением металла стенки трубки, можно считать температуры ее внутренней и наружной поверхности одинаковыми); $t_з$ — внутренней поверхности загрязнения (масла, отло-

жений); $t_а$ — хладоносителя (воды, рассола или кипения хладагента), $t_р$ — средняя температура ребра; $t_н$ — средняя температура наружной поверхности (ребер и трубок).

Общий перепад температур θ между воздухом и хладоносителем равен сумме четырех температурных перепадов

$$\theta = t_в - t_а = \theta_н + \theta_м + \theta_з + \theta_а, \qquad \text{(VIII.1)}$$

где $\theta_н = t_в - t_н$; $\theta_м = t_н - t_т$; $\theta_з = t_т - t_з$; $\theta_а = t_з - t_а$.

Изменение температуры вдоль ребра вследствие его теплового сопротивления, как известно, характеризуется коэффициентом эффективности ребра $E_р$, который всегда меньше единицы,

$$E_р = \frac{\theta_р}{\theta_т} = \frac{t_в - t_р}{t_в - t_т}. \qquad \text{(VIII.2)}$$

В качестве характеристики всей ребристой поверхности $F_н$, состоящей из поверхности $F_р$ ребер и поверхности $F_т$ трубок (в просветах между ребрами), для которой коэффициент эффективности $E_т = 1$, используется коэффициент эффективности ребристой поверхности

$$E_н = \frac{\theta_н}{\theta_т} = \frac{t_в - t_н}{t_в - t_т}. \qquad \text{(VIII.3)}$$

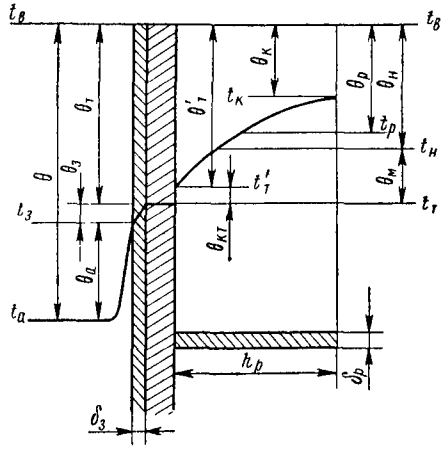


Рис. 105. Локальная схема изменения температур в поверхностном воздухоохладителе с насадными ребрами.

Учитывая, что тепло от воздуха передается как через ребра, так и через трубки (в просветах между ребрами), и считая одинаковыми коэффициенты теплоотдачи от воздуха к ребрам, к гладким трубкам и к ребристой поверхности в целом, записываем

$$\theta_н F_н = \theta_р F_р + \theta_т F_т \qquad \text{(VIII.4)}$$

и находим связь между $E_н$ и $E_р$

$$E_н = \chi E_р + \frac{1 - \chi E_р}{\beta''}, \qquad \text{(VIII.5)}$$

где $\beta'' = \frac{F_н}{F_т}$ — внешняя степень оребрения поверхности, приближенно равная полной степени оребрения β (см. § 25);

χ — коэффициент, учитывающий тепловое сопротивление $R_{кт}$ контакта между ребрами и трубкой,

$$\chi = \frac{\theta'_т}{\theta_т} = \frac{t_в - t'_т}{t_в - t_т} = 1 - \frac{\theta_{кт}}{\theta_т}, \qquad \text{(VIII.6)}$$

где $\theta_{кт} = t_т' - t_т$ (см. рис. 105) — перепад температур, соответствующий тепловому сопротивлению $R_{кт}$.

Для ребристой поверхности с монолитными ребрами или с насадными ребрами при ее металлизации $\theta_{кт}=0$, $R_{кт}=0$, $\chi=1$. Для поверхности с отогнутыми по трубкам и плотно охватывающими их ребрами (ребра с воротниками) при $\beta=10\div25$ по опытным данным [33] $R_{кт}=0{,}0003\div0{,}0009$ м²·К/Вт и $\chi=0{,}98\div0{,}95$. Это объясняется тем, что конденсирующаяся на поверхности теплообмена влага заполняет зазор между воротником и трубкой, уменьшая тепловое сопротивление контакта приблизительно в 20 раз (примерное соотношение коэффициентов теплопроводности воды и воздуха). При плохом контакте ребер с трубками величина χ может уменьшаться до 0,7—0,5.

Учитывая, что поверхности судовых воздухоохладителей с насадными ребрами имеют высокие значения $E_р=0{,}85\div0{,}95$, $\beta=10\div20$ и либо покрыты металлом (облужение) или лаком (для защиты от коррозии), либо выполнены из ребер с воротниками, для практических расчетов можно принимать $\chi=1$ и $E_н=E_р$.

Коэффициент эффективности ребер зависит от их геометрических размеров и теплопроводности, а также от интенсивности теплоотдачи от воздуха к оребренной поверхности. Для прямых ребер постоянной толщины, располагаемых на плоской поверхности или вдоль трубки, величину $E_р$, в соответствии с аналитическим решением уравнения теплопередачи через них Харпера и Брауна, определяют по формуле

$$E_р=\frac{\operatorname{th}(h_р\sqrt{B})}{h_р\sqrt{B}}, \qquad \text{(VIII.7)}$$

которую можно применять и для ребер, навитых в виде ленты на трубки.

В этой формуле th — гиперболический тангенс;

$h_р$ — высота ребра (см. рис. 105), м.

Величина B (м$^{-2}$) для мокрого охлаждения воздуха (т. е. охлаждения с выпадением из него влаги в виде росы) определяется по уравнению

$$B=\frac{2\alpha_н\xi_и}{\delta_р\lambda_р}, \qquad \text{(VIII.8)}$$

а для сухого охлаждения (нагревания) воздуха

$$B=\frac{2\alpha_н}{\delta_р\lambda_р}, \qquad \text{(VIII.8а)}$$

где $\alpha_н$ — коэффициент сухой теплоотдачи от воздуха к наружной оребренной поверхности в мокром режиме, Вт/(м²·К);

$\xi_н$ — коэффициент влаговыпадения на наружной поверхности, представляющий собой отношение полного количества тепла, переданного поверхности от воздуха, к явному теплу

$$\xi_н=\frac{I_{в1}-I_{в2}}{c_{вл}(t_{в1}-t_{в2})}, \qquad \text{(VIII.9)}$$

где $I_{в1}$ и $I_{в2}$ — энтальпия воздуха на входе в воздухоохладитель и выходе из него, кДж/кг;

$t_{в1}$, $t_{в2}$ — температура воздуха на входе в воздухоохладитель и выходе из него, °С;

$c_{влж}$ — теплоемкость влажного воздуха при его среднем влагосодержании $d_{ср}$, кДж/(кг·К); $c_{влж}=1{,}01+1{,}88d_{ср}$, где $d_{ср}$ — находится на линии процесса охлаждения при $t_{в.ср}=0{,}5(t_{в1}+t_{в2})$.

Коэффициент эффективности круглых ребер может быть определен по зависимости [162], представленной на рис. 106. Для таких ребер $E_р$ уменьшается с ростом отношения наружного диаметра

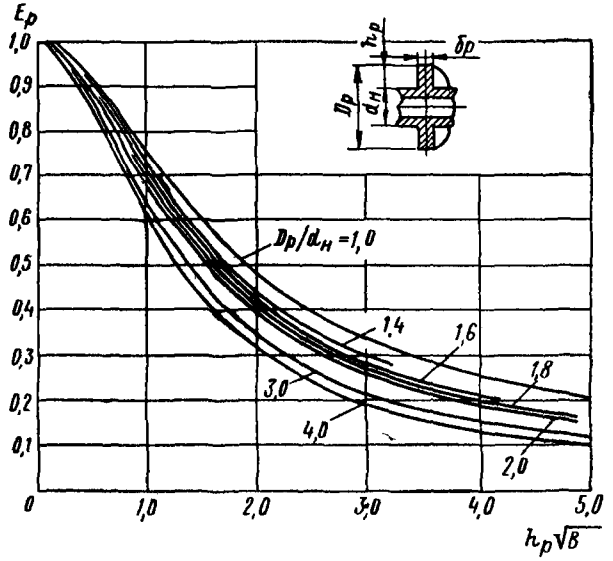


Рис. 106. Коэффициент эффективности круглых ребер постоянной толщины

ребра к наружному диаметру трубки $d_н$. Кривая для $D_р/d_н=1$ соответствует уравнению (VIII.7) для прямых ребер.

Для отдельных прямоугольных и шестиугольных, а также сплошных пластинчатых ребер (на несколько трубок) можно применять уравнение (VIII.7), если в него вместо $h_р$ подставить некоторую условную высоту ребра $h_у$ [170], м

$$h_у = 0{,}5d_н(\rho - 1)(1 + 0{,}805\lg\rho). \qquad \text{(VIII.10)}$$

Величину параметра ρ принимают:

— для коридорного расположения трубок (прямоугольные ребра)

$$\rho = 1{,}28\frac{S_{тм}}{d_н}\sqrt{\frac{S_{тб}}{S_{тм}} - 0{,}2}, \qquad \text{(VIII.11)}$$

— для шахматного расположения трубок (шестигранные ребра)

$$\rho = 1{,}27\frac{S_{тм}}{d_н}\sqrt{\frac{S_{тб}}{S_{тм}} - 0{,}3}, \qquad \text{(VIII.11а)}$$

где $S_{тм}$ и $S_{тб}$ — соответственно наименьшее и наибольшее расстояния между трубками, м (рис. 107).

Если $S_{тб}=S_{тм}$, то шаг трубок в разных направлениях одинаков, и пластинчатая поверхность условно делится на квадраты и правильные шестиугольники.

В случае переменной толщины ребра в уравнения (VIII.8) и (VIII.8а) следует подставлять $\delta_р=0{,}75\,\delta_{осн}$, где $\delta_{осн}$ — толщина ребра у основания.

Величина принимаемого коэффициента эффективности ребра при проектировании воздухоохладителя зависит от назначения последнего: если требуется интенсивное осушение воздуха (например, в условиях тропиков), то выбирают $E_р=0{,}85\div0{,}95$, если же осушение нежелательно (или очень мало), то принимают такие

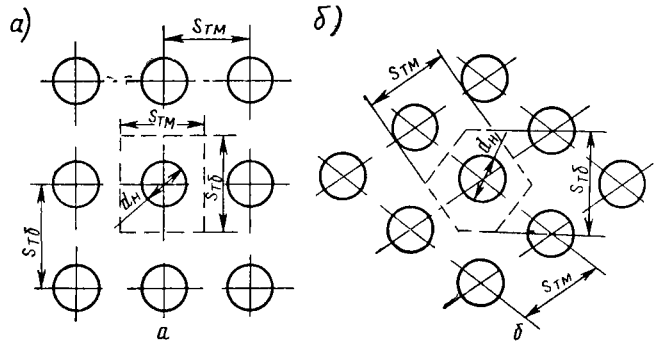


Рис. 107. Размеры пластинчатой поверхности оребрения при коридорном (*а*) и шахматном (*б*) расположении трубок.

геометрические и другие характеристики оребрения, чтобы получить небольшую величину $E_р$.

Суммарное тепловое сопротивление R (м²·К/Вт) ребристого воздухоохладителя, в соответствии с рис. 105 и уравнением (VIII.1), равно

$$R=R_н+R_м+R_з+R_а, \qquad \text{(VIII.12)}$$

где тепловые сопротивления: $R_н$ — между воздухом и наружной поверхностью; $R_м$ — металлической поверхности; $R_з$ — внутренних загрязнений; $R_а$ — между внутренней поверхностью трубок (загрязнений) и хладоносителем.

Если все эти тепловые сопротивления относить к наружной поверхности $F_н$, то для них очевидны следующие зависимости:

$$R_н=\frac{1}{\alpha_н\xi_н}; \qquad \text{(VIII.13)}$$

$$R_м=\frac{\theta_м}{q_{F_н}}=\frac{t_н-t_т}{\alpha_н\xi_н(t_в-t_н)}=\frac{1-E_н}{\alpha_н\xi_н E_н}; \qquad \text{(VIII.14)}$$

$$R_з=\frac{\delta_з}{\lambda_з}\beta; \qquad \text{(VIII.15)}$$

$$R_а=\frac{\beta}{\alpha_а}, \qquad \text{(VIII.16)}$$

где $\alpha_а$ — коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки трубки к хладоносителю, Вт/(м²·К);

$\delta_з$ и $\lambda_з$ — толщина (м) и коэффициент теплопроводности [Вт/(м·К)] загрязнений.

Подставляя уравнения (VIII.13) — (VIII.16) в уравнение (VIII. 12), получаем формулу для коэффициента теплопередачи $k_н$ [Вт/(м²·К)], отнесенного к полной наружной поверхности $F_н$,

$$k_н = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_н \xi_н E_н} + \left(\frac{1}{\alpha_а} + \frac{\delta_з}{\lambda_з}\right)\beta}. \qquad \text{(VIII.17)}$$

В практике расчетов воздухоохладителей нередко тепловое сопротивление загрязнений не учитывают. Тогда из знаменателя формулы (VIII.17) необходимо исключить слагаемое $\delta_з/\lambda_з$.

Общее количество тепла (кВт), отведенного от воздуха в воздухоохладителе,

$$Q_0 = 10^{-3} k_н F_н \theta, \qquad \text{(VIII.18)}$$

где θ — средняя логарифмическая разность температур воздуха и хладоносителя, °С.

Для воздухоохладителей непосредственного испарения (без перегрева паров хладагента в воздухоохладителе и без учета изменения его температуры кипения вследствие гидравлического сопротивления в трубках)

$$\theta = \frac{t_{в1} - t_{в2}}{2{,}3 \lg \frac{t_{в1} - t_0}{t_{в2} - t_0}}, \qquad \text{(VIII.19)}$$

где t_0 — температура кипения хладагента в испарителе-воздухоохладителе, °С.

Для воздухоохладителей с промежуточным хладоносителем (водой, рассолом)

$$\theta = \psi \frac{(t_{в1} - t_{w2}) - (t_{в2} - t_{w1})}{2{,}3 \lg \frac{t_{в1} - t_{w2}}{t_{в2} - t_{w1}}}, \qquad \text{(VIII.20)}$$

где t_{w_1} и t_{w_2} — температуры хладоносителя соответственно на входе в воздухоохладитель и выходе из него, °С;

ψ — поправочный множитель; для противотока $\psi = 1$, для перекрестного тока $\psi < 1$ и определяется по графикам [98, 116 и др.].

Общее количество отведенного в воздухоохладителе тепла можно определить и по формуле

$$Q_0 = 10^{-3} \alpha_н \xi_н F_н \theta_н, \qquad \text{(VIII.21)}$$

где $\theta_н$ — средняя логарифмическая разность температур воздуха и наружной поверхности, °С

$$\theta_н = \frac{t_{в1} - t_{в2}}{2{,}3 \lg \frac{t_{в1} - t_н}{t_{в2} - t_н}}. \qquad \text{(VIII.22)}$$

Для определения средней температуры поверхности $t_н$ и средней температуры хладоносителя $t_а$ (температуры кипения t_0) могут быть использованы коэффициенты охлаждения:

наружный коэффициент охлаждения

$$\eta_н = \frac{t_{в1} - t_{в2}}{t_{в1} - t_н} = 1 - e^{-\frac{\alpha_н F_н}{10^3 c_{вл} G_в}}; \qquad \text{(VIII.23)}$$

общий коэффициент охлаждения

$$\eta_0 = \frac{t_{в1} - t_{в2}}{t_{в1} - t_0} = 1 - e^{-\frac{10^{-3} k_н F_н}{c_{вл} \xi_н G_в}}, \qquad \text{(VIII.24)}$$

где $G_в$ — расход воздуха через воздухоохладитель, кг/с.

Откуда

$$t_н = t_{в1} - \frac{t_{в1} - t_{в2}}{1 - e^{-A}} = t_{в2} - \frac{t_{в1} - t_{в2}}{e^A - 1}; \qquad \text{(VIII.25)}$$

$$t_0 = t_{в1} - \frac{t_{в1} - t_{в2}}{1 - e^{-Б}} = t_{в2} - \frac{t_{в1} - t_{в2}}{e^Б - 1}, \qquad \text{(VIII.26)}$$

где $A = \frac{\alpha_н F_н}{10^3 c_{вл} G_в}$; $Б = \frac{k_н E_н}{10^3 c_{вл} \xi_н G_в}$.

Из уравнений (VIII.21) и (VIII.18) теплоотдачи и теплопередачи с учетом формул (VIII.19), (VIII.20) и (VIII.22) можно получить

$$t_н = t_{в2} - \frac{t_{в1} - t_{в2}}{e^C - 1}; \qquad \text{(VIII.27)}$$

$$t_0 = t_{в2} - \frac{t_{в1} - t_{в2}}{e^D - 1}; \qquad \text{(VIII.28)}$$

$$t_{w1} = t_{в2} - \frac{t_{в1} - t_{в2} - \Delta t_w}{e^D - 1}, \qquad \text{(VIII.29)}$$

где показатели степени C и D следующие:

для противоточного рассольного охлаждения

$$C = \frac{\alpha_н \xi_н}{k_н} \cdot \frac{\ln \frac{t_{в1} - t_{w2}}{t_{в2} - t_{w1}}}{\left(1 - \frac{t_{w2} - t_{w1}}{t_{в1} - t_{в2}}\right)}; \qquad \text{(VIII.30)}$$

$$D = \frac{k_н}{\alpha_н \xi_н} \left(1 - \frac{\Delta t_w}{t_{в1} - t_{в2}}\right) \ln \frac{t_{в1} - t_н}{t_{в2} - t_н} \qquad \text{(VIII.31)}$$

(здесь $\Delta t_w = t_{w_2} - t_{w_1}$ — степень подогрева рассола в воздухоохладителе);

для непосредственного испарения (с постоянной температурой кипения t_0)

$$C = \frac{\alpha_н \xi_н}{k_н} \ln \frac{t_{в1} - t_0}{t_{в2} - t_0}, \qquad \text{(VIII.32)}$$

$$D = \frac{k_н}{\alpha_н \xi_н} \ln \frac{t_{в1} - t_н}{t_{в2} - t_н}. \qquad \text{(VIII.33)}$$

При большой общей длине трубок и высоких скоростях движения фреона в них температура кипения не будет оставаться постоянной. Вследствие гидравлических сопротивлений она будет понижаться по ходу фреона, т. е. по мере падения давления. Следовательно, с учетом падения температуры кипения на величину Δt_0 фреоновые воздухоохладители необходимо подключать по схеме прямотока, тогда в них будет обеспечен температурный противоток воздуха и фреона.

Если за t_0 считать температуру кипения фреона, соответствующую его давлению на выходе из воздухоохладителя, то полный перепад температур найдется из выражения

$$\theta = \frac{t_{в1} - t_{в2} - \Delta t_0}{2{,}3 \lg \dfrac{t_{в1} - t_0 - \Delta t_0}{t_{в2} - t_0}}; \qquad \text{(VIII.34)}$$

показатель степени e в формуле (VIII.27)

$$C = \frac{\alpha_н \xi_н}{k_н} \cdot \frac{\ln \dfrac{t_{в1} - t_0 - \Delta t_0}{t_{в2} - t_0}}{\left(1 - \dfrac{\Delta t_0}{t_{в1} - t_{в2}}\right)}, \qquad \text{(VIII.35)}$$

а температура кипения

$$t_0 = t_{в2} - \frac{t_{в1} - t_{в2} - \Delta t_0}{e^D - 1}, \qquad \text{(VIII.36)}$$

где

$$D = \frac{k_н}{\alpha_н \xi_н} \left(1 - \frac{\Delta t_0}{t_{в1} - t_{в2}}\right) \ln \frac{t_{в1} - t_н}{t_{в2} - t_н}. \qquad \text{(VIII.37)}$$

Коэффициенты охлаждения характеризуют степень охлаждения воздуха, т. е. степень приближения его температуры в конце охлаждения $t_{в2}$ к температуре поверхности $t_н$ или к средней температуре хладоносителя $t_а$ (в воздухоохладителях непосредственного испарения — к температуре кипения хладагента t_0).

Величина коэффициентов охлаждения при данной интенсивности теплоотдачи $\alpha_н$ или теплопередачи $k_н$ зависит от степени развития поверхности $F_н$ теплообмена по ходу воздуха, т. е. от числа рядов трубок по глубине воздухоохладителя. По данным [31] в современных воздухоохладителях с шагом ребер 2—3 мм и степенью оребрения около 15—20 при массовых скоростях воздуха от 3 до 6 кг/(м^2·с) коэффициент охлаждения $\eta_н$ в зависимости от числа

рядов трубок по ходу воздуха n_2 имеет следующие приблизительные значения:

n_2	1	2	3	4	5	6	8
$\eta_н$	0,35	0,6	0,7	0,8	0,9	0,93	0,97

Холодопроизводительность воздухоохладителя (кВт) через коэффициенты охлаждения может быть выражена так:

$$Q_0 = G_в c_{вл} \xi_н \eta_н (t_{в1} - t_н) \qquad \text{(VIII.38)}$$

или

$$Q_0 = G_в c_{вл} \xi_н \eta_0 (t_{в1} - t_0). \qquad \text{(VIII.39)}$$

Применение коэффициентов охлаждения особенно удобно при расчете процесса охлаждения воздуха для определения его конечного состояния.

При постоянной температуре $t_н$ охлаждающей поверхности справедлив закон прямой линии, и изменение состояния воздуха в воздухоохладителе выражается в диаграмме dI прямой линией, соединяющей точку начального состояния воздуха с точкой на линии насыщения ($\varphi = 100\%$) при температуре поверхности $t_н$ (температуре слоя насыщенного воздуха непосредственно у поверхности охлаждения).

Однако температура охлаждающей поверхности может считаться постоянной (и близкой к температуре кипения хладагента t_0) лишь в гладкотрубных воздухоохладителях непосредственного испарения. В ребристых воздухоохладителях температура охлаждающей поверхности переменная, так как в них перепад температур наружной поверхности и хладагента ($t_н - t_0$) соизмерим с перепадом температур воздуха и наружной поверхности ($t_в - t_н$).

Температура поверхности $t_н$ в процессе теплообмена, как отмечает А. А. Гоголин [33], устанавливается в зависимости от соотношения внешних и внутренних тепловых сопротивлений

$$\zeta = \frac{t_в - t_н}{t_н - t_а} = \frac{R_н}{R_м + R_з + R_а}. \qquad \text{(VIII.40)}$$

Используя уравнения (VIII.13) и (VIII.16), получим

$$\zeta = \frac{1}{\dfrac{1 - E_н}{E_н} + \beta \alpha_н \xi_н \left(\dfrac{1}{\alpha_а} + \dfrac{\delta_з}{\lambda_з} \right)}. \qquad \text{(VIII.41)}$$

Пренебрегая величиной $\delta_з/\lambda_з$ и обозначая $t_в - t_а = 0$ как полный температурный напор (логарифмический), из формул (VIII.41), VIII.40) получаем [35] зависимость для внутреннего относительного перепада температур

$$\theta_{вн} = \frac{t_н - t_а}{\theta} = 1 - \frac{1}{\dfrac{1}{E_н} + \beta \dfrac{\alpha_п}{\alpha_а}}, \qquad \text{(VIII.42)}$$

графически представленную на рис. 108. Здесь $\alpha_п$ — приведенный

коэффициент наружной теплоотдачи. При выпадении влаги в виде росы

$$\alpha_п = \alpha_н \xi_н, \qquad \text{(VIII.43)}$$

а в виде инея

$$\alpha_п = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_н \xi_н} + R_{ин}}, \qquad \text{(VIII.43а)}$$

где $R_{ин}$ — термическое сопротивление инея.

Меньшие значения $\theta_{вн}$ соответствуют меньшей степени оребрения β и наоборот. Как видно из рисунка, в гладкотрубных воздухоохладителях и батареях ($E_н = 1$ и малые значения $\alpha_п/\alpha_а$) с достаточной степенью приближения можно пренебречь разностью температур $t_н - t_а$. Наоборот, при большой степени оребрения и прочих равных условиях температура наружной поверхности повышается, а разность $t_н - t_а$ становится большой частью общего перепада температур θ.

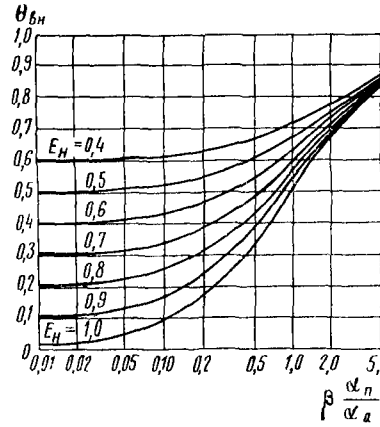


Рис 108 Зависимость $\theta_{вн}$ от $\frac{\beta\alpha_п}{\alpha_а}$ и $E_п$.

Величины $\beta\alpha_п/\alpha_а$ по данным [35] для различных воздухоохладителей приведены в табл. 9.

При $t_н < 0°$ С на наружной поверхности воздухоохладителя (батареи) образуется иней, что должно быть учтено в расчетах.

Для таких воздухоохладителей (батарей)

$$\zeta = \frac{1}{\frac{1 - E_н}{E_н} + \left(R_{ин} + \frac{\beta}{\alpha_а}\right)\alpha_н \xi_н}; \qquad \text{(VIII.44)}$$

$$k_и = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_н \xi_н E_н} + R_{ин} + \frac{\beta}{\alpha_а}}; \qquad \text{(VIII.45)}$$

$$\xi_и = 1 + \frac{d_{в1} - d''_{ин}}{t_{в1} - t_{нн}} \cdot \frac{r - i_{нн}}{c_{вл}}, \qquad \text{(VIII.46)}$$

где $t_{в1}$ и $d_{в1}$ — температура и влагосодержание (кг/кг) воздуха, поступающего в воздухоохладитель;

$t_{ин}$ и $d''_{ин}$ — температура и соответствующее ей влагосодержание (кг/кг) насыщенного воздуха непосредственно у поверхности слоя инея;

r — скрытая теплота перехода пара в лед ($r = 2500 + 335 = 2835$ кДж/кг);

$i_{ин} \approx 2{,}1\, t_{ин}$ — энтальпия инея, кДж/кг.

Таблица 9

Некоторые характеристики воздухоохладителей различного типа

Назначение воздухоохладителей	Холодильный агент	Толщина слоя инея $\delta_{ин}$, мм	Удельная тепловая нагрузка $q_{F_н}$, Вт/м²	Наружный коэффициент теплоотдачи $\alpha_п$, Вт/(м²·К)	$\beta\frac{\alpha_п}{\alpha_а}$
Камерное охлаждение	Аммиак	2	116	25,6	0,25—0,35
То же	Фреон-12	2	116	25,6	0,60—0,80
Автономные кондиционеры	Фреон-22	0	464	58,1	0,40—0,50

Термическое сопротивление слоя инея $R_{ин}=\delta_{ин}/\lambda_{ин}$ зависит от толщины слоя инея $\delta_{ин}$ и его коэффициента теплопроводности $\lambda_{ин}$. При расчете надо выбирать среднюю толщину слоя инея $\delta_{ин}$ за время работы воздухоохладителя между двумя периодами оттаивания. Ее можно считать равной половине максимально допустимой толщины слоя. Коэффициент теплопроводности инея $\lambda_{ин}$ в первые несколько часов работы воздухоохладителя возрастает от 0,058 до 0,175 Вт/(м·К) (вначале слой инея рыхлый с $\gamma_{ин}=80\div100$ кг/м³, а затем он уплотняется за счет проникновения водяных паров из воздуха во внутренние слои инея, прилегающие к охлаждающей поверхности).

При образовании инея величина $\alpha_н$ увеличивается на 30—50% по сравнению с $\alpha_н$ для металлической поверхности из-за большей шероховатости инея. Кроме того, необходимо учитывать увеличение скорости воздуха в живом сечении воздухоохладителя вследствие образования инея. При определении $E_н$ величина B (м$^{-2}$) в этом случае определяется по формуле

$$B=\frac{2}{\left(\frac{1}{\alpha_н\xi_н}+\frac{\delta_{ин}}{\lambda_{ин}}\right)\delta_р\lambda_р}. \qquad \text{(VIII.47)}$$

Температура наружной поверхности воздухоохладителя согласно уравнению (VIII.40) равна

$$t_н=\frac{t_в+\zeta t_а}{1+\zeta}. \qquad \text{(VIII.40а)}$$

При постоянных величинах соотношения ζ и температуры хладагента $t_0=t_а$ температура поверхности $t_н$ будет прямо пропорциональна температуре воздуха $t_в$. С понижением температуры воздуха при его охлаждении будет понижаться и средняя температура поверхности $t_н$, а следовательно, температура стенки трубки $t_т$ и кромки ребра $t_к$.

На рис. 109 показано примерное изменение температур охлаждаемого воздуха, перемещающегося вдоль поверхности ребристого воздухоохладителя непосредственного испарения [33]. Там же пока-

зано изменение температур кромки ребра $t_к$, трубки $t_т$ и наружной поверхности в целом $t_н$. Как видно из рисунка, что соответствует и уравнению (VIII.40а), наивысшая температура поверхности — на входе воздуха в воздухоохладитель (при $t_{в1}$), а наинизшая — на выходе (при $t_{в2}$). При высокой температуре и малой относительной влажности поступающего воздуха температура поверхности может вначале быть выше температуры $t_{рос1}$ точки росы воздуха на входе. В этом случае конденсация влаги из воздуха начнется не сразу, а лишь после некоторого его сухого охлаждения

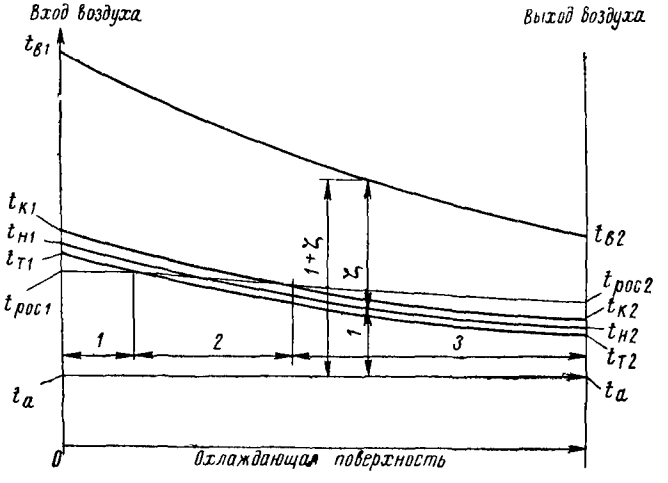


Рис. 109 Схема изменения температур вдоль поверхности ребристого воздухоохладителя непосредственного испарения.

1 — зона сухой поверхности; *2* — зона частично увлажненной поверхности; *3* — зона полностью увлажненной поверхности

(зона *1*). Начиная с момента, когда $t_т = t_{рос}$, конденсация влаги будет происходить на части поверхности (зона *2*), а с момента, когда станет $t_к = t_{рос}$, конденсация влаги распространится на всю наружную поверхность воздухоохладителя.

Методика определения полноты увлажнения поверхности разработана А. А. Гоголиным и приведена в работе [30].

При переменной температуре охлаждающей поверхности процесс охлаждения и осушения воздуха в диаграмме *dI* будет изображен не прямой, а кривой линией (процесс *1—2* на рис. 110), внешне сходной с линией процесса в противоточных мокрых (контактных) воздухоохладителях. Касательная к этой линии в точке *1* входа воздуха должна по закону прямой линии проходить через точку на линии насыщения с наивысшей температурой поверхности $t_{н1}$ (прямая $1—H_1$), а в точке *2* выхода воздуха — через точку с самой низкой температурой поверхности $t_{н2}$ (прямая $2—H_2$). Кривизна линии процесса в значительной степени зависит от отношения ζ тепловых сопротивлений.

Теоретически процессы изменения состояния воздуха в воздухоохладителе могут быть показаны во всей области *1—А—Б—1* от одного предельного случая ($\zeta=0$) до другого ($\zeta=\infty$). Первый предельный случай ($\zeta=0$) может быть при $R_н=0$, т. е. при $\alpha_н=\infty$. Тогда из уравнения (VIII.40а) получим $t_н=t_в$, причем $t_н$ вначале выше $t_{рос}$, и охлаждение воздуха произойдет без его осушения (линия процесса идет от точки *1* при $d=\text{const}$ до линии насыщения $\varphi=1$, в точку *А*). После этого начнется конденсация влаги, и процесс охлаждения и осушения воздуха пойдет от точки *А* по линии насыщения в направлении к точке *Б* ($t_а$). Второй предельный случай ($\zeta=\infty$) будет при $R_м+R_з+R_а=0$, т. е. при $\alpha_а=\infty$, $R_з=0$ и $E_н=1$. Тогда из уравнения (VIII.40а), после раскрытия неопределенности, получаем $t_н=t_а$, а процесс пойдет по линии *1—Б*.

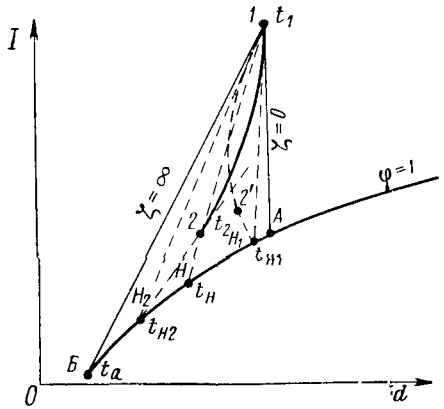


Рис 110. Изображение в диаграмме *Id* линии изменения состояния воздуха в ребристом воздухоохладителе.

При большой поверхности охлаждения температура выходящего воздуха будет приближаться к температуре кипения хладагента $t_а=t_0$ и при общем коэффициенте охлаждения $\eta_0=1$ она станет равной $t_а$.

Этих двух предельных случаев (процессов) в действительности не бывает. Практически процесс изменения состояния воздуха в воздухоохладителе протекает по расположенной между ними кривой (например, по кривой *1—2*), выгиб которой зависит от величины ζ.

При заданных начальном состоянии воздуха и температуре холодильного агента процесс изменения состояния воздуха будет изображаться одной и той же кривой для всех воздухоохладителей с одинаковым отношением ζ независимо от их конструкции. Точка, характеризующая состояние выходящего воздуха, будет находиться на этой кривой выше или ниже в зависимости от величины коэффициента охлаждения η_0, т. е. от развития поверхности по ходу воздуха.

В воздухоохладителях, предназначенных для осушения воздуха, необходимо выбирать величину $\zeta=2\div3$ ($E_н>0{,}85$; $\beta=8\div15$). Когда осушение воздуха нежелательно (холодильные камеры), целесообразно принимать $\zeta<1$ ($E_н=0{,}5\div0{,}6$; $\beta=20\div25$).

Существует метод ступенчатого построения процесса изменения состояния воздуха в ребристом воздухоохладителе последовательно по участкам, начиная с точки *1*. Этот метод точен и описан в работах [31, 33]. Однако он сложен и трудоемок, поэтому не может быть использован в практических расчетах воздухоохладителей.

Известен упрощенный и достаточно точный метод расчета процесса охлаждения воздуха, основанный на так называемой точке росы аппарата. Эта точка в диаграмме *dI* находится в месте пересечения прямой, проходящей через точки начального и конечного состояний воздуха, с линией насыщения (точка *H* на рис. 110). Фактически процесс охлаждения, как отмечалось выше, идет по кривой *1—2* и показывает изменение состояния воздуха как в воздухоохладителях непосредственного испарения, так и в противоточных воздухоохладителях с промежуточным хладоносителем (к противоточным следует относить и воздухоохладители с многократно-перекрестным током, когда направление движения воздуха и общее движение хладоносителя в результате многократных поперечных ходов — противоположны). Лишь при нерациональном с теплотехнической точки зрения параллельном токе хладоносителя и воздуха линия изменения состояния воздуха может иметь обратный изгиб (штриховая линия *1—2'* на рис. 110).

Если температуры поверхности на входе воздуха в воздухоохладитель и на выходе из него соответственно $t_{н1}$ и $t_{н2}$, то при любом токе воздуха и хладоносителя точка *2*, характеризующая состояние воздуха на выходе из воздухоохладителя, должна находиться в пределах треугольника $1—H_1—H_2$. Температура в точке *H* (точка росы аппарата) должна находиться где-то между температурами поверхности $t_{н1}$ и $t_{н2}$.

Для определения положения точки *H* А. А. Гоголиным введено обозначение температурного соотношения

$$\vartheta_н = \frac{t_{н1} - t_н}{t_{н1} - t_{н2}} \qquad \text{(VIII.48)}$$

и установлена его зависимость от общего коэффициента охлаждения

$$\vartheta_н = \frac{1}{\eta_0} - \frac{1}{\ln \frac{1}{1 - \eta_0}}. \qquad \text{(VIII.49)}$$

Эта зависимость такова:

η_0	0	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95	1,0
$\vartheta_н$	0,5	0,530	0,545	0,560	0,580	0,592	0,627	0,675	0,720	1,0

Уравнение (VIII.49) подтверждается опытными данными и показывает, что практикующееся вычисление температуры наружной поверхности как средней арифметической из температур $t_{н1}$ и $t_{н2}$ не точно, особенно для воздухоохладителей с большим общим коэффициентом охлаждения η_0.

Величина $\vartheta_н \approx 0{,}5$ имеет место лишь при малых значениях η_0, при которых для расчета теплопередачи можно применять среднюю арифметическую разность температур. Для воздухоохладителей судовых центральных кондиционеров коэффициенты охлаждения $\eta_н$ и η_0 довольно близки к единице, поэтому в расчетах можно ориентировочно принимать $\vartheta_н \approx 0{,}60 \div 0{,}70$. Тогда $t_н = t_{н1} - \vartheta_н (t_{н1} —$

$-t_{н2}$), где температуры $t_{н1}$ и $t_{н2}$ для противоточного рассольного воздухоохладителя

$$t_{н1} = t_{в1} - \frac{k_н}{\alpha_н \xi_н}(t_{в1} - t_{w2}); \qquad \text{(VIII.50)}$$

$$t_{н2} = t_{в2} - \frac{k_н}{\alpha_н \xi_н}(t_{в2} - t_{w1}). \qquad \text{(VIII.51)}$$

Для воздухоохладителей непосредственного испарения в эти уравнения вместо t_{w2} и t_{w1} надо подставлять t_0.

На основе отмеченной зависимости, подтверждаемой опытными данными, в работе [33] приводится формула для определения температуры точки росы аппарата, т. е. среднеинтегральной температуры поверхности охлаждения (в точке H на рис. 110) через полный температурный напор θ, соотношение сопротивлений ζ и температуру хладоносителя $t_а$

$$t_н = t_а + \frac{\theta}{1 + \zeta}. \qquad \text{(VIII.52)}$$

Температуру кипения хладагента можно найти по уравнению

$$t_0 = t_н - \frac{\theta_н}{\zeta}. \qquad \text{(VIII.53)}$$

Прямолинейность линии *1—2—H* позволяет определять коэффициент влаговыпадения $\xi_н$ не только когда известны состояния воздуха на входе в воздухоохладитель и выходе из него (в точках *1* и *2*), но и когда известно его состояние на входе и температура поверхности $t_н$ по следующей формуле:

$$\xi_н = \frac{I_{в1} - I_{в2}}{c_{вл}(t_{в1} - t_{в2})} = \frac{I_{в1} - I''_н}{c'_{вл}(t_{в1} - t_н)}, \qquad \text{(VIII.54)}$$

где $I''_н$ — энтальпия насыщенного воздуха при температуре $t_н$ (в точке H), кДж/кг;

$c'_{вл}$ — теплоемкость влажного воздуха, кДж/(кг·К), при его средней температуре $t'_{в.ср} = 0{,}5(t_{в1} + t_н)$ и среднем влагосодержании $d_{в.ср} = 0{,}5(d_{в1} + d''_н)$.

Зная коэффициент влаговыпадения и холодопроизводительность воздухоохладителя, можно определить его осушающую способность W_0 (кг/с), т. е. количество влаги, отнимаемое от воздуха, из уравнения [33]

$$W_0 = \frac{Q_0}{q}\left(1 - \frac{1}{\xi_н}\right), \qquad \text{(VIII.55)}$$

где q — количество тепла, отведенного от 1 кг влаги при ее конденсации, кДж/кг; $q \approx 2520$ кДж/кг при $t_н > 0°$ С и $q \approx$ ≈ 2850 кДж/кг при $t_н < 0°$ С.

Надо иметь в виду, что уравнение (VIII.55), строго говоря, как отмечается в работе [33], применимо к случаю непрерывной работы

холодильной машины [это уточнение имеет значение только для воздухоохладителей непосредственного испарения, для воздухоохладителей с промежуточным хладоносителем уравнение (VIII.55) всегда справедливо]. При циклической работе холодильной машины и непрерывной работе вентилятора осушающее действие воздухоохладителя непосредственного испарения снижается, так как во время остановок компрессора температура поверхности может стать выше температуры точки росы воздуха, и сконденсировавшаяся до этого на поверхности влага начнет испаряться. Для предотвращения этого необходимо обеспечивать быстрый отвод влаги с поверхности в поддон и сокращать время стоянки компрессора.

Процессу *1—2* (или *1—Н*) охлаждения воздуха (рис. 110) соответствует тепловлажностное отношение (кДж/кг)

$$\varepsilon_{\text{н}} = \frac{Q_0}{W_0} = \frac{I_{\text{в1}} - I_{\text{в2}}}{d_{\text{в1}} - d_{\text{в2}}} = \frac{I_{\text{в1}} - I''_{\text{н}}}{d_{\text{в1}} - d''_{\text{н}}}, \qquad \text{(VIII.56)}$$

которое связано с коэффициентом влаговыпадения уравнением

$$\xi_{\text{н}} = \frac{\varepsilon_{\text{н}}}{\varepsilon_{\text{н}} - 2510}. \qquad \text{(VIII.57)}$$

§ 33
Внешний теплообмен на ребристой поверхности охладителей и нагревателей воздуха

Наружный теплообмен в воздухоохладителе и воздухонагревателе происходит на поверхности ребер и трубок, имеющих довольно сложные условия обтекания воздухом. В современных ребристых поверхностях, как отмечалось выше, 90—95% всего теплообмена происходит на ребрах и лишь 5—10% на трубках. Поэтому, как справедливо отмечает А. А. Гоголин, расчетные уравнения для теплообмена на ребристой поверхности следует составлять, исходя из гидродинамических условий протекания воздуха в каналах, образованных ребрами и трубками (внутренняя задача), а не из условий поперечного обтекания трубок (внешняя задача).

Значит, критериальное уравнение теплообмена должно быть таким

$$\text{Nu}_{\text{в}} = c\text{Re}_{\text{в}}^{m}\text{Pr}_{\text{в}}^{n}\left(\frac{L}{d_{\text{э}}}\right)^{p}, \qquad \text{(VIII.58)}$$

где c — константа;
m, n, p — показатели степени;
L — длина канала (межреберного), м;
$d_{\text{э}}$ — эквивалентный диаметр живого сечения, м.

Критерии:
Нуссельта

$$\mathrm{Nu}_{\text{в}} = \frac{\alpha_{\text{н}} d_{\text{э}}}{\lambda_{\text{в}}};$$

Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_{\text{в}} = \frac{w_{\text{в}} d_{\text{э}}}{\nu_{\text{в}}} = \frac{w_{\text{в}} \gamma_{\text{в}} d_{\text{э}}}{\mu_{\text{в}}};$$

Прандтля

$$\mathrm{Pr}_{\text{в}} = \frac{\nu_{\text{в}}}{a_{\text{в}}} = \frac{\mu_{\text{в}} c_{\text{вл}} \cdot 10^3}{\lambda_{\text{в}}},$$

где $\alpha_{\text{н}}$ — коэффициент сухой теплоотдачи к полной наружной поверхности, Вт/(м^2·К);
$\lambda_{\text{в}}$ — коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·К);
$w_{\text{в}}$ и $(w_{\text{в}} \cdot \gamma_{\text{в}})$ — линейная и массовая скорость, м/с и кг/(м^2·с);
$\gamma_{\text{в}}$ — плотность, кг/м^3;
$\nu_{\text{в}}$ и $\mu_{\text{в}}$ — коэффициенты кинематической и динамической вязкости, м^2/с и Па·с;
$a_{\text{в}}$ — коэффициент температуропроводности, м^2/с;
$c_{\text{вл}}$ — теплоемкость, кДж/(кг·К).

Эквивалентный диаметр живого сечения определяется по формуле

$$d_{\text{э}} = \frac{2(S_1 - d_{\text{н}})(S_{\text{р}} - \delta_{\text{р}})}{(S_1 - d_{\text{н}}) + (S_{\text{р}} - \delta_{\text{р}})}, \qquad \text{(VIII.59)}$$

где S_1 — шаг труб в плоскости, перпендикулярной направлению движения воздуха, м;
$S_{\text{р}}$ и $\delta_{\text{р}}$ — шаг и толщина ребер.

Поскольку изменение физических констант воздуха в относительно узком интервале изменения его температур в воздухоохладителе оказывает весьма малое влияние на коэффициент теплоотдачи, эти константы ($\lambda_{\text{в}}$, $\nu_{\text{в}}$, $\mu_{\text{в}}$, $\gamma_{\text{в}}$) для технических расчетов можно считать постоянными и определять по средней температуре воздуха. Величину критерия Прандтля при всех расчетах по нагреванию, охлаждению и осушению воздуха ребристыми поверхностями в области температур от —50 до 50° С и давлении от 0,098 до 0,101 МПа с достаточной точностью (до 1%) можно принимать $\mathrm{Pr}_{\text{в}} = 0{,}71$.

На основании широких обобщений опытных данных различных авторов и собственных исследований А. А. Гоголин [36] для геометрически подобных в поперечном сечении современных трубчато-пластинчатых поверхностей с $S_1/d_{\text{н}} = 2 \div 3$, $S_{\text{р}}/d_{\text{н}} = 0{,}2 \div 0{,}3$ и $h_{\text{р}}/S_{\text{р}} = 2 \div 3$ (или близкими к ним значениями $S_1/d_{\text{н}}$, $S_{\text{р}}/d_{\text{н}}$ и $h_{\text{р}}/S_{\text{р}}$) получил уравнение

$$\mathrm{Nu}_{\text{в}} = c_1 \mathrm{Re}_{\text{в}}^m \left(\frac{L}{d_{\text{э}}}\right)^p, \qquad \text{(VIII.60)}$$

справедливое в диапазоне значений $\mathrm{Re} = 500 \div 3000$ и $L/d_{\text{э}} = 5 \div 50$.

Показатели степени m и p и коэффициент c_1 в уравнении (VIII.60) являются функцией $Re_в$ и $L/d_э$

$$m = 0{,}45 + 0{,}0066\frac{L}{d_э}; \qquad \text{(VIII.61)}$$

$$p = -0{,}28 + 0{,}08\frac{Re_в}{1000}; \qquad \text{(VIII.62)}$$

$$c_1 = AB,$$

где значения сомножителей $A = f(L/d_э)$ и $B = \varphi(Re_в)$ могут быть приняты следующими:

$L/d_э$	5	10	20	30	40	50
A	0,4125	0,326	0,201	0,125	0,080	0,0475
$Re_в$	500	1000	1500	2000	2500	
B	1,24	1,12	1,00	0,88	0,76	

Критерий $Re_в$ подсчитывается по скорости воздуха в узком (межтрубно-межреберном) сечении. Определяющей является сред-

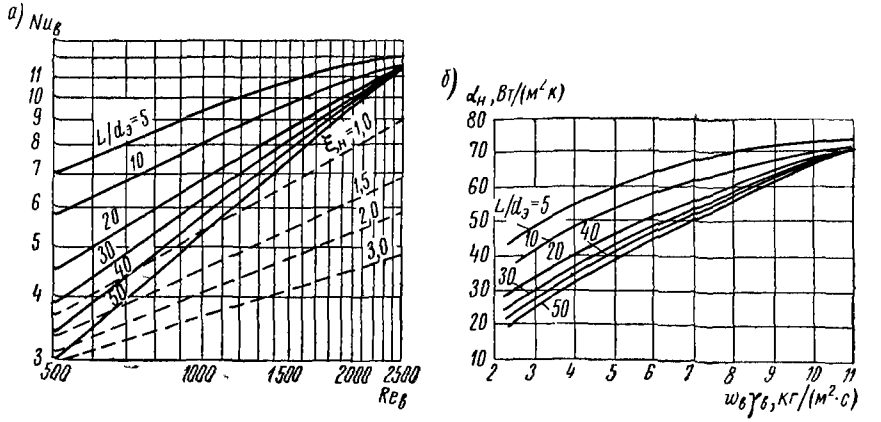


Рис. 111. Зависимости $Nu_в$ от $Re_в$ и коэффициента $\alpha_н$ сухой теплоотдачи к наружной поверхности пластинчато-трубиых воздухоохладителей от массовой скорости воздуха $w_в\gamma_в$ (*б*) для различных $L/d_э$. На рис 111, *а* сплошные линии — по формуле (VIII.60), штриховые — по (VIII 63а)

няя температура воздуха, а L равна глубине теплообменника от входной кромки ребра первого ряда до выходной кромки последнего ребра.

Формула (VIII.60) позволяет определить $\alpha_н$, отнесенный к полной наружной ребристой поверхности, и справедлива для коридорного расположения трубок. Для шахматных пучков трубок с пластинчатым оребрением $\alpha_н$, найденные по этой формуле, следует увеличивать примерно на 10%.

Графически уравнение (VIII.60) представлено на рис. 111, *а*. На основе анализа этого уравнения, учитывая, что влияние величин B и p, зависящих от $Re_в$, на величину $\alpha_н$ невелико, приблизительно одинаково и направлено в противоположные стороны, а также учи-

тывая зависимость A и m от $L/d_э$, А. А. Гоголин получил упрощенную зависимость для определения $\alpha_н$ в функции массовой скорости воздуха и $L/d_э$, которая для температуры воздуха 0° С и $d_э=4$ мм (шаг пластинчатых ребер около 2,5 мм) графически представлена на рис. 111, *б*. Влияние температуры воздуха на $\alpha_н$ относительно невелико. Так, при $t_в=-40°$ С и $t_в=40°$ С (в сравнении с $t_в=0°$ С) $\alpha_н$ соответственно меньше и больше на 2% для $m=0{,}8$ и на 6% для $m=0{,}5$. Для промежуточных значений $t_в$ отличия $\alpha_н$ лежат в пределах соответственно 0—2% и 0—6%.

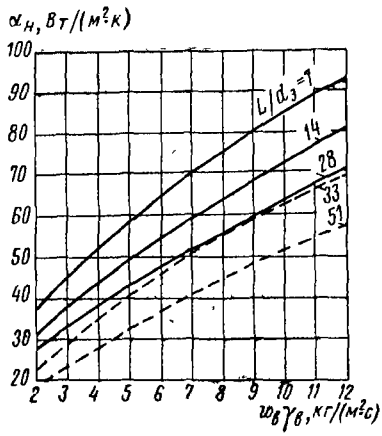


Рис. 112. Зависимость коэффициента $\alpha_н$ сухой теплоотдачи к наружной круглоребристой поверхности от массовой скорости воздуха для различных $L/d_э$ ($d_э=5$ мм; $h_р/S_р=2\div3$).
——— данные В. Хуфшмидта;
— — — данные В. М. Антуфьева и Г. С. Белецкого.

Для шахматных пучков значения $\alpha_н$, определенные по графикам (рис. 111), необходимо увеличивать на 10%.

При волнистой пластинчатой ребристой поверхности, по данным Поунелла, приведенным в работе [31], коэффициент теплоотдачи увеличивается на 25% по сравнению с $\alpha_н$ для гладких **пластин.**

Аналогичный показанному на рис. 111, *б* график для определения $\alpha_н$ в круглоребристых поверхностях с теми же приблизительно геометрическими соотношениями приведен на рис. 112. Он построен А. А. Гоголиным [33] на основе анализа опытных данных В. Хуфшмидта [163], В. М. Антуфьева и Г. С. Белецкого [4] и пересчета $\alpha_н$ по уравнению, аналогичному уравнению (VIII.60). При этом за размер L принято расстояние от входной кромки ребра первого ряда до выходной кромки ребра последнего по ходу воздуха ряда. Этот график — для коридорных пучков трубок. Для шахматных пучков надо коэффициенты теплоотдачи, определенные по рис. 112, увеличить на 10—15%.

Надо иметь в виду, что коэффициент теплоотдачи существенно зависит от относительной высоты канала $h_р$ или, точнее, от $h_р/(S_р-\delta_р)$, так как скорость воздуха по высоте ребра неравномерна, в связи с чем коэффициент теплоотдачи у основания ребра в 2,5—3 раза ниже, чем у его вершины. Низкие и редко расположенные ребра омываются воздухом более полно и равномерно, поэтому коэффициенты теплоотдачи для них имеют бóльшую величину.

Этим объясняется превышение $\alpha_н$ примерно на 25% в опытах Э. С. Карасиной [89], которая испытывала не применяющиеся сейчас для воздухоохладителей поверхности с $h_р/S_р=0{,}6\div1{,}4$, по сравнению с данными В. Хуфшмидта, В. М. Антуфьева и Г. С. Белецкого для поверхности с $h_р/S_р=2{,}2\div3{,}3$.

Коэффициенты теплоотдачи в поверхностях с пластинчатым оребрением при тех же средних скоростях воздуха больше, чем в круглоребристых поверхностях, особенно при больших $L/d_э$, так как в первых доля поверхности ребер, находящихся в зоне повышенных скоростей воздуха (у вершин ребер), больше (в круглоребристых поверхностях в этой зоне имеются просветы между ребрами).

Влияние конденсации влаги в виде росы на наружный коэффициент сухой теплоотдачи носит двойственный характер: с одной стороны, $\alpha_н$ уменьшается вследствие дополнительного теплового сопротивления пленки конденсата, а с другой — увеличивается из-за сужения сечения для прохода воздуха, возмущения потока воздуха стекающими каплями и некоторого увеличения общей теплопередающей поверхности (с учетом поверхности капель, находящихся в контакте как с воздухом, так и с поверхностью охлаждения). Последнее сказывается лишь при малом расстоянии между ребрами (1,5—2 мм), когда $\alpha_н$ с конденсацией влаги увеличивается примерно на 5—10% по сравнению с работой воздухоохладителя без конденсации влаги. При больших расстояниях между ребрами (больше 3 мм) конденсация влаги в виде росы практически не влияет на коэффициент сухого теплообмена $\alpha_н$ [33].

На изменение коэффициента сухой теплоотдачи, помимо величины межреберного расстояния, должно оказывать влияние и численное значение коэффициента влаговыпадения $\xi_н$, по которому можно судить об интенсивности выпадения влаги из воздуха на поверхность охлаждения, а значит, о степени сужения проходного сечения воздуха и т. п. О влиянии $\xi_н$ на $\alpha_н$ приближенно можно судить по рис. 111, *а* (штриховые линии).

Кроме того, на коэффициент сухой теплоотдачи может оказывать влияние и взаимное направление движения воздуха (горизонтальное, вертикальное вниз или вверх, наклонное) и стекающего конденсата.

Таким образом, в общем случае под коэффициентом сухой теплоотдачи $\alpha_н$ следует понимать не коэффициент наружной теплоотдачи в режиме сухого охлаждения воздуха, а коэффициент сухой теплоотдачи в мокром режиме, т. е. в режиме охлаждения воздуха с его осушением. Иными словами, $\alpha_н$ это такой коэффициент теплоотдачи, который будучи умноженным на $\xi_н$, дает величину полного коэффициента теплоотдачи в мокром режиме охлаждения $\alpha_м$.

На основе результатов испытаний в отраслевой научно-исследовательской лаборатории теплообмена НКИ пластинчато-трубной поверхности охлаждения, широко применяемой в судовом оборудовании кондиционирования воздуха (см. рис. 63: $S_р=2{,}3$ мм; $\delta_р=0{,}3$ мм; $h_р=7{,}5$ мм; $d_н=10$ мм; $d_{вн}=8$ мм; $S_1=25$ мм; $S_2=21{,}6$ мм; $\beta'=13{,}2$; $\beta=16{,}5$; коэффициент живого сечения $k_f=0{,}52$; $d_э\approx3{,}5$ мм), установлена следующая зависимость для коэффициента сухой теплоотдачи, Вт/(м²·К), в мокром режиме:

$$\alpha_н = 0{,}25\frac{\lambda_в}{d_н}\,\mathrm{Re}_в^{0{,}56}\xi_н^{1{,}41-0{,}56\lg \mathrm{Re}_в}. \qquad \text{(VIII.63)}$$

В этой формуле критерий Рейнольдса подсчитывается по скорости $w_{в.н}$ набегающего потока (во фронтальном сечении воздухоохладителя перед входом в межтрубно-межреберное пространство), физические константы определяются по средней температуре воздуха, а в качестве характерного линейного размера принят наружный диаметр трубки (очевидно, по существовавшей традиции при исследованиях теплообмена в ребристых поверхностях). Нижний предел по $Re_в$ в испытаниях составлял примерно 1300, а в пересчете на живое сечение и $d_э$ $Re_в = \frac{w_в d_э}{\nu_в} \approx 900$, что соответствует скорости $w_{в.н} = 2$ м/с. Поэтому применение формулы (VIII.63) при $w_{в\ н} < 2$ м/с недостаточно обосновано.

В пересчете на $w_в$ и $d_э$ уравнение (VIII.63) приобретает вид

$$\alpha_н = 0{,}109 \frac{\lambda_в}{d_э} Re_в^{0{,}56} \xi_н^{1{,}31 - 0{,}56 \lg Re_в}. \qquad \text{(VIII.63а)}$$

При значениях $\xi_н = 1$; 1,5; 2 и 3 оно в критериальном виде графически представлено на рис. 111, *а* штриховыми линиями (поскольку это уравнение получено по испытаниям многорядного теплообменника, для него $L/d_э \geqslant 30 \div 50$).

Многочисленные испытания воздухоохладителей с такой поверхностью судовых кондиционеров показали, что при движении воздуха сверху вниз (как и стекает выпавшая из воздуха влага) коэффициент теплоотдачи $\alpha_н$ больше определенного по формуле (VIII.63). Для этого случая

$$\alpha'_н = k\alpha_н, \qquad \text{(VIII.64)}$$

где k — опытный поправочный коэффициент, зависящий от величины $\xi_н$, который следует принимать $k \approx 1{,}4$ при $\xi_н = 2$; $k \approx 1{,}7$ при $\xi_н = 3$; $k = 1{,}25 \div 1{,}7$ при $\xi_н = 1{,}5 \div 3{,}0$.

С учетом зависимости k от $\xi_н$ можно записать уточненное уравнение для определения коэффициента сухой теплоотдачи при движении воздуха сверху вниз

$$\alpha'_н = (0{,}2 + 0{,}075\xi_н) \frac{\lambda_в}{d_н} Re_в^{0{,}56} \xi_н^{1{,}41 - 0{,}56 \lg Re_в}. \qquad \text{(VIII.65)}$$

Полный коэффициент теплоотдачи от воздуха к наружной поверхности в мокром режиме с учетом влаговыпадения (скрытого тепла)

$$\alpha_м = \alpha_н \xi_н \qquad \text{(VIII.66)}$$

или с учетом формулы (VIII.63)

$$\alpha_м = 0{,}25 \frac{\lambda_в}{d_н} Re_в^{0{,}56} \xi_н^{2{,}41 - 0{,}56 \lg Re_в}. \qquad \text{(VIII.67)}$$

В том случае, когда указанная пластинчато-трубная поверхность применяется в воздухонагревателях, величина $\alpha_н$ определяется при условии $\xi_н = 1$, т. е. по формуле

$$\alpha_н = 0{,}25 \frac{\lambda_в}{d_н} Re_в^{0{,}56} \qquad \text{(VIII.63б)}$$

независимо от направления движения воздуха (вниз, вверх и т. д.).

Для поверхности с относительно низкими и редко расположенными круглыми ребрами ($h_р/S_р=0{,}6\div1{,}4$), которая может быть применена в воздухонагревателях, $\alpha_н$ находится по формулам [89]:

для коридорного пучка труб

$$\alpha_н = 0{,}117\frac{\lambda_в}{S_р^{0{,}28}}\,Pr_в^{0{,}35}\left(\frac{d_н}{S_р}\right)^{-0{,}54}\left(\frac{h_р}{S_р}\right)^{-0{,}14}\left(\frac{w_в}{\nu_в}\right)^{0{,}72}; \qquad \text{(VIII.68)}$$

для шахматного пучка труб

$$\alpha_н = 0{,}251\frac{\lambda_в}{S_р^{0{,}35}}\,Pr_в^{0{,}35}\left(\frac{d_н}{S_р}\right)^{-0{,}54}\left(\frac{h_р}{S_р}\right)^{-0{,}14}\left(\frac{w_в}{\nu_в}\right)^{0{,}72}, \qquad \text{(VIII.69)}$$

где $w_в$ — скорость воздуха в узком сечении пучка, м/с.

Эти формулы получены в опытах с минимальным значением критерия $Re_в=4000$.

Для трубок с квадратными ребрами нужно умножить значение $\alpha_н$, подсчитанное для круглых ребер (с диаметром, равным стороне квадратного ребра), на коэффициент 0,92.

Для спирально-ребристой поверхности, например, с шахматным расположением трубок $d_н=16$ мм, $D_р=36$ мм, $S_р=5$ мм, $\delta_р=0{,}26$ при поперечном шаге трубок $S_1=37$ мм и продольном (по ходу воздуха) $S_2=33$ мм коэффициент сухой теплоотдачи может быть определен из критериального уравнения [101]

$$Nu_в = 1{,}1\,Re_в^{0{,}675}, \qquad \text{(VIII.70)}$$

справедливого в пределах $Re_в=10^3\div1{,}2\cdot10^4$.

Для пучков из круглых трубок со спирально-ленточным оребрением, характеристики которых приведены в табл. 10, коэффициент сухой теплоотдачи, отнесенный к полной наружной поверхности в диапазоне $Re_в=2\cdot10^3\div3{,}5\cdot10^4$ может быть определен по уравнению [9]

$$Nu_в = c\,Re_в^n\,Pr_в^{0{,}3}, \qquad \text{(VIII.71)}$$

в котором за определяющие приняты наружный диаметр гладкой трубки и средняя температура воздуха, а значения константы c и показателя степени n находятся в табл. 10.

Перспективными для воздухоохладителей судовых кондиционеров являются пучки из алюминиевых трубок с накатным оребрением. Их изготовление может быть полностью механизировано, а эксплуатация — надежная и длительная. В работе [37] экспериментально исследован шестирядный шахматный пучок трубок со следующими геометрическими характеристиками (мм): $d_н=17{,}55$; $d_{вн}=15{,}2$; $D_р=33{,}2$; $\delta_{р.\,осн}=0{,}7$; $\delta_{р.\,т}=0{,}4$; $\delta_{р.\,ср}=0{,}55$; $S_р=3{,}5$; $h_р=7{,}82$; $S_1=33{,}5$; $S_2=29$.

Для сухого коэффициента теплоотдачи в мокром режиме, отнесенного к полной наружной поверхности, получены следующие критериальные зависимости:

$$Nu_в = 0{,}162\,Re_в^{0{,}602} \text{ при } \xi_н = 1{,}2\div3{,}5; \qquad \text{(VIII.72)}$$

$$Nu_в = 0{,}271\,Re_в^{0{,}5} \text{ при } \xi_н = 3{,}5\div4{,}0, \qquad \text{(VIII.73)}$$

Таблица 10

Значение коэффициентов B, c и показателей степени m, n в формулах (X. 19) и (VIII. 71)

Характеристики	Пучок					
	1	2	3	4	5	6
Наружный диаметр трубки $d_н$, мм	21,3	21,3	21,3	11,0	19,0	10
Наружный диаметр оребрения $D_р$, мм	43,5	36,0	30,0	19,0	37,0	23,2
Шаг ребер $S_р$, мм	2,6	2,6	2,6	3,03	3,36	2,2
Толщина ребра $\delta_р$, мм	0,69	0,90	0,95	0,84	0,83	0,4
Шаг между трубками, мм:						
поперечный S_1	47	47	34	20	40	24,3
продольный S_2	40	40	30	17	35	20,3
Коэффициент оребрения	14	8,76	5,14	4,67	8,84	12
Значение коэффициента в уравнении (X.19)	5,320	5,320	4,805	2,508	5,320	3,1
Значение показателя степени m в уравнении (X. 19)	—0,289	—0,289	—0,251	—0,251	—0,289	—0,225
Значение коэффициента c в уравнении (VIII. 71)	2,369	1,759	1,118	0,750	1,584	5,0
Значение показателя степени n в уравнении (VIII. 71)	0,643	0,643	0,643	0,643	0,643	0,52

справедливые в диапазоне $Re_в$ от 800 до 3200. Определяющими являются $d_э$, $t_{в.ср}$ и скорость воздуха в живом сечении.

Для интенсификации тепло- и влагообмена на наружной поверхности воздухоохладителей иногда применяют ее орошение сравнительно небольшими количествами распыляемой холодной воды, циркулирующей через воздухоохладитель. Это приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи на 25—50%. Кроме того, орошение позволяет осуществлять очистку воздуха и поверхности от пыли, частично удалять из воздуха неприятные запахи. Однако аэродинамическое сопротивление орошаемых воздухоохладителей возрастает на 30—70% против неорошаемых. Методика расчета поверхностных орошаемых воздухоохладителей приводится в работе [91].

§ 34
Теплообмен между однофазным тепло-хладоносителем и поверхностью

В этом параграфе рассматривается теплообмен между жидким или парообразным тепло-хладоносителем (водой, рассолом, хладагентом) и внутренней или наружной поверхностью

трубок и трубных пучков в рассольных воздухоохладителях и испарителях, конденсаторах, регенеративных теплообменниках, пароперегревателях теплоиспользующих холодильных машин и т. п.

Коэффициент теплоотдачи α_a, Вт/(м²·К), от стенки трубки к протекающему в ней неизменяющему своего агрегатного состояния тепло-хладоносителю (воде, рассолу, хладагенту) для турбулентного режима движения может быть вычислен по уравнению

$$\alpha_a = B \frac{w_a^{0,8}}{d_{вн}^{0,2}}, \qquad \text{(VIII.74)}$$

где B — коэффициент, зависящий от физических свойств тепло-хладоносителя;

w_a — средняя скорость тепло-хладоносителя в трубке, м/с;

$d_{вн}$ — внутренний диаметр трубки, м.

Величина коэффициента B для любого тепло-хладоносителя без изменения его агрегатного состояния, в том числе для перегретого пара и переохлажденной жидкости фреона (например, в воздухоохладителях с зоной перегрева и переохладителях жидкого фреона — регенеративных теплообменниках) определяется по уравнению

$$B = 0{,}365\lambda^{0,6}\gamma^{0,8}\left(\frac{c_p}{\mu}\right)^{0,4}, \qquad \text{(VIII.75)}$$

где физические константы: λ, Вт/(м·К); γ, кг/м³; c_p, кДж/(кг·К); μ, Па·с принимают при средней температуре тепло-хладоносителя.

Для воды

$$B = 1430 + 22{,}1t_a, \qquad \text{(VIII.75а)}$$

где t_a — средняя температура воды, °С.

Для рассолов значения B в зависимости от плотности рассола и его температуры приведены в табл. 11, а для некоторых жидких хладагентов — в табл. 12. При обычных перегревах паров в пределах 10° С B=23,2 для фреона-12 и B=37,2 для фреона-22.

Таблица 11

Значение коэффициента B в формуле (VIII.74) для рассолов

Рассол	Плотность рассола при 15° С γ_{15}, кг/м³	Температура рассола, °С					
		0	—5	—10	—15	—20	—30
NaCl	1060	1408	1280	—	—	—	—
	1120	1305	1185	1070	—	—	—
	1175	1200	1063	957	866	796	—
$CaCl_2$	1130	1233	—	995	—	—	—
	1200	1060	—	876	—	695	—
	1250	935	—	761	—	620	527
	1286	843	—	682	—	558	458

Таблица 12

Значения коэффициента B в формуле (VIII.74) для некоторых жидких хладагентов

Хладагент	Температура, °С					
	0	10	20	30	40	50
Аммиак	2756	2814	2873	2930	2990	3047
Фреон-12	715	704	688	671	651	628
Фреон-22	802	784	768	741	708	671
Фреон-11	637	638	640	641	642	643
Фреон-21	751	745	733	718	700	681
Фреон-142	642	640	633	621	607	588
Фреон-С318	572	570	566	558	549	656
Углекислота	1430	1349	1314	1314	1302	1291

Таблица 13

Значение поправочного коэффициента ε_l к формуле (VIII.74)

Критерий Re_a	Значения ε_l при длине трубки (в калибрах) $l/d_{вн}$								
	1	2	5	10	15	20	30	40	50
Меньше $2\cdot10^3$	1,90	1,70	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1
$1\cdot10^4$	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1
$2\cdot10^4$	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1
$5\cdot10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1
$1\cdot10^5$	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1
$1\cdot10^6$	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1

Формулой (VIII.74) можно пользоваться для длинных трубок (при $l/d_{вн}\geqslant50$) и развитого турбулентного движения (при $Re_a\geqslant10^4$, что примерно соответствует для воды $w_a d_{вн}\geqslant0{,}017$). При $l/d_{вн}<50$ необходимо α_a, подсчитанный по формуле (VIII.74), умножить на поправочный коэффициент $\varepsilon_l>1$, значения которого для турбулентного и ламинарного режимов движения приведены в табл. 13.

При $Re_a<10^4$ можно пользоваться уравнением (VIII.74), вводя в него поправочный множитель $\psi<1$, величину которого для переходного режима ($2\cdot10^3<Re_a<10^4$) следует принимать:

Re_a	2500	3000	4000	5000	6000	7000	8000	10 000
ψ	0,44	0,60	0,78	0,87	0,94	0,98	0,995	1,00

При редко встречающемся в судовых аппаратах ламинарном движении тепло-хладоносителя в трубке ($Re_a=10\div2200$) может быть использовано критериальное уравнение

$$Nu = 0{,}74\,Re^{0,2}\,Pr^{0,3}\,Gr^{0,1}, \qquad \text{(VIII.76)}$$

которое лучше преобразовать к виду

$$\alpha_a = A \frac{w_a^{0,2}}{d_{вн}^{0,5}} \Delta t^{0,1} \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \qquad \text{(VIII.77)}$$

где Δt — разность температур жидкости и стенки, К;

A — константа

$$A = 7{,}4\lambda^{0,7} c_p^{0,3} \gamma^{0,3} \left(\frac{\beta}{\nu}\right)^{0,1}. \qquad \text{(VIII.78)}$$

Здесь β — коэффициент объемного расширения, $К^{-1}$, для газов $\beta = 1/T_m$;

T_m — средняя абсолютная температура пограничного слоя, равная полусумме средней температуры газа и температуры стенки;

λ — в Вт/(м·К); c_p — в кДж/(кг·К); γ — в кг/м^3; ν — в м^2/с.

Физические параметры в формуле (VIII.78) принимают по средней температуре t_m. Значения A для воздуха при $t_m = -50 \div +60°$ С составляют $A = 0{,}99 \div 1{,}03$, а для воды при $t_m = 0$; 20; 40 и 60° С они соответственно равны 83,1; 106,6; 122,5 и 134,3.

Расчет теплоотдачи в изогнутых трубках (коленах, отводах, змеевиках), где неизбежно возникает центробежный эффект, производится по формулам для прямой трубки с последующим введением в качестве сомножителя поправочного коэффициента ε_R, который для змеевиковых трубок определяется из выражения [116]

$$\varepsilon_R = 1 + 1{,}77 \frac{d_{вн}}{R}, \qquad \text{(VIII.79)}$$

где R — радиус змеевика.

Для расчета коэффициента теплоотдачи в винтовых змеевиках можно использовать и такую обобщенную зависимость [142]

$$\text{Nu}_{пот} = 0{,}04\, \text{Re}_{пот}^{0,8}\, \text{Pr}_{пот}^{0,4} \left(\frac{d_{вн}}{R}\right)^{0,21}, \qquad \text{(VIII.80)}$$

которая при турбулентном режиме дает приблизительно такие же (с занижением на 7%) результаты, что и по формулам (VIII.74) и (VIII.79), а при ламинарном — с расхождением на 20—30% по сравнению с формулами (VIII.77) и (VIII.79).

Для каналов некруглого сечения вместо $d_{вн}$ в формулы (VIII.74) и (VIII.77) следует подставлять эквивалентный диаметр $d_э$, равный отношению учетверенной площади поперечного сечения канала к смоченному периметру. Исключение составляет теплоотдача при продольном омывании пучка трубок, которую нужно рассчитывать по иным формулам. М. А. Михеев, например, рекомендует [116] зависимость

$$\text{Nu}_{пот} = 0{,}021\, \text{Re}_{пот}^{0,80}\, \text{Pr}_{пот}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_{пот}}{\text{Pr}_{ст}}\right)^{0,25} \left(\frac{S_1 S_2}{d_н^2}\right)^{0,18}, \qquad \text{(VIII.81)}$$

справедливую при $\text{Re}_{пот} \geqslant 5 \cdot 10^3$. В качестве определяющей здесь и в формуле (VIII.80) принята средняя температура потока. Для

критериев Nu и Re в формуле (VIII.81) определяющим является эквивалентный диаметр $d_э$ всего канала с пучком трубок, диаметр которых $d_н$, а S_1 и S_2 — шаги трубного пучка; $Pr_{пот}$ и $Pr_{ст}$ — величины критерия Прандтля для теплоносителя, определенные соответственно по температуре потока и температуре стенки.

В работе [88] на основе опытов при продольном обтекании шахматных пучков трубок с относительным шагом $1{,}1 < S/d_н < 1{,}5$ водой получено критериальное уравнение

$$Nu_m = \left(0{,}032\frac{S}{d_н} - 0{,}0144\right) Re_m^{0,8} Pr_m^{0,33}, \qquad (VIII.82)$$

нижняя граница по Re_m применимости которого зависит от относительного шага трубного пучка: $Re_m \geqslant 1{,}3 \cdot 10^4$ при $S/d_н = 1{,}16$; $Re_m \geqslant 2 \cdot 10^4$ при $S/d_н = 1{,}2 \div 1{,}4$ и $Re_m \geqslant 3 \cdot 10^4$ при $S/d_н = 1{,}5$.

Определяющими здесь являются средняя температура пограничного слоя t_m и эквивалентный диаметр, определяемый в предположении, что число трубок в пучке бесконечно, т. е. для центральных ячеек

$$d_{э\infty} = \left[1{,}102\left(\frac{S}{d_н}\right)^2 - 1\right] d_н. \qquad (VIII.83)$$

Средняя температура пограничного слоя в этом случае считается равной полусумме средних температур стенки $t_{ст}$ и потока $t_{пот.\,ср}$, причем последняя определяется по формуле

$$t_{пот.\,ср} = t_{пот\,1} + (t_{пот\,2} - t_{пот\,1})\frac{F}{12F_1}, \qquad (VIII.84)$$

где $t_{пот\,1}$ и $t_{пот\,2}$ — температура потока на входе в пучок и выходе из него, °С;

F — площадь проходного сечения пучка;

F_1 — площадь центральной ячейки, определяемая по формуле

$$F_1 = \frac{\pi d_н^2}{8}[1{,}102\,(S/d_н)^2 - 1]. \qquad (VIII.85)$$

При поперечном омывании пучков гладких трубок критериальные уравнения для расчета теплоотдачи при $Re_{пот} = 2 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^5$ следующие [116]:

при коридорном расположении трубок в пучке

$$Nu_{пот} = 0{,}23\,Re_{пот}^{0,65} Pr_{пот}^{0,33}\left(\frac{Pr_{пот}}{Pr_{ст}}\right)^{0,25}; \qquad (VIII.86)$$

при шахматном расположении трубок в пучке

$$Nu_{пот} = 0{,}41\,Re_{пот}^{0,60} Pr_{пот}^{0,33}\left(\frac{Pr_{пот}}{Pr_{ст}}\right)^{0,25}. \qquad (VIII.87)$$

В этих формулах определяющие: $t_{\text{пот. ср}}=0{,}5(t_{\text{пот 1}}+t_{\text{пот 2}})$; $d_{\text{н}}$ и и скорость в узком сечении. Для воздуха эти формулы упрощаются и соответственно принимают вид:

$$\text{Nu}_{\text{в}} = 0{,}21\,\text{Re}_{\text{в}}^{0{,}65}; \qquad \text{(VIII.88)}$$

$$\text{Nu}_{\text{в}} = 0{,}37\,\text{Re}_{\text{в}}^{0{,}60}. \qquad \text{(VIII.89)}$$

Формулы (VIII.86) — (VIII.89) позволяют определять среднее значение коэффициента теплоотдачи α для трубок третьего и всех последующих рядов в пучках. Значения α для трубок первого ряда составляют 0,6 от найденных по формулам, а второго ряда — 0,9 (в коридорных пучках) и 0,7 (в шахматных). Среднее значение коэффициента теплоотдачи для пучка определяют с учетом этих поправочных множителей и общего числа рядов трубок в пучке, например, для шахматного пучка

$$\alpha_{\text{ср}} = \frac{0{,}6 + 0{,}7 + (n-2)}{n}\alpha, \qquad \text{(VIII.90)}$$

где n — число рядов трубок в пучке.

Нередко, например в кожухозмеевиковых рассольных испарителях с перегородками, поток жидкости омывает пучок трубок при углах атаки $\psi<90°$. В этом случае коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_{\psi} = \varepsilon_{\psi}\alpha_{\psi=90°}. \qquad \text{(VIII.91)}$$

где величина поправочного коэффициента ε_{ψ} является функцией угла атаки ψ и принимается следующей [116]:

$\psi°$	90	80	70	60	50	40	30	20	10
ε_{ψ}	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

Для поперечно-продольного омывания водой (рассолом) пучка гладких трубок кожухозмеевикового испарителя можно воспользоваться критериальным уравнением

$$\text{Nu}_m = 0{,}25\,\text{Re}_m^{0{,}65}, \qquad \text{(VIII.92)}$$

полученным [118] при испытаниях фреоново-водяного кожухозмеевикового испарителя с шахматным пучком змеевиков из 76 медных гладких трубок диаметром 20×3 мм длиной 2 м с шагом 27 мм. Определяющими для Nu_m и Re_m являются: средняя температура t_m воды, диаметр $d_{\text{н}}$ и средняя скорость $w_{\text{ср}}=\sqrt{w_{\text{w1}}\cdot w_{\text{w2}}}$, где w_{w1} и w_{w2} — скорость воды в узком сечении соответственно при продольном и поперечном омывании пучка трубок. В опытах w_{wcp} составляла 0,12—0,71 м/с.

При расчете теплоотдачи для случаев поперечного омывания пучка ребристых трубок можно воспользоваться расчетными уравнениями, приведенными в предыдущем параграфе.

§ 35
Теплообмен при кипении хладагентов

Кипение хладагента может быть в трубках (воздухоохладители, кожухозмеевиковые рассольные испарители — при относительно низких температурах, фреоновые парогенераторы теплоиспользующих холодильных машин — при высоких температурах) и в большом объеме на трубках (кожухотрубные рассольные испарители и др.).

Кипение внутри трубок. В результате экспериментальных исследований теплообмена при кипении внутри горизонтальных трубок установлено, что коэффициент теплоотдачи $\alpha_а$ от трубки к кипящему фреону зависит от физических свойств фреонов, удельной тепловой нагрузки $q_{F_а}$, Вт/м², на внутреннюю поверхность трубки $F_{вн}$, расхода жидкости $G_а$, кг/с, или средней массовой скорости фреона в трубке $w_а\gamma_а$, кг/(м²·с), диаметра $d_{вн}$ трубки, ее длины l, температуры t_0 кипения фреона, паросодержания (степени сухости) входящего (x_1) и особенно выходящего (x_2) из трубки фреона и концентрации масла во фреоне.

Установлено [31, 17], что влияние на величину $\alpha_а$ паросодержания x_2 до значения $x_2=0{,}9$ отсутствует. При $x_2>0{,}9$ величина $\alpha_а$ снижается, причем особенно резко после $x_2=1$, т. е. когда из трубки выходит перегретый пар. Поэтому, когда холодильная машина имеет регенеративный теплообменник, для повышения интенсивности теплообмена в испарителе целесообразно предусматривать $x_2=0{,}8\div0{,}9$. При отсутствии регенеративного теплообменника, например, в судовых автономных кондиционерах для обеспечения сухого хода компрессора и нормальной работы терморегулирующего клапана приходится предусматривать $x_2=1$ и даже частичный перегрев паров в испарителе-воздухоохладителе.

Известно несколько уравнений для определения среднего коэффициента теплоотдачи $\alpha_а$ при кипении фреонов внутри трубок. Наиболее надежна формула для среднего по длине трубки значения $\alpha_а$, Вт/(м²·К), при $x_2\leqslant1{,}0$, полученная С. Н. Богдановым [17, 18, 45] на основе экспериментальных исследований и обобще-

Таблица 14

Значения опытного коэффициента A в формуле (VIII.93)

Температура кипения хладагента t_0, °С	Коэффициент A для				
	фреона-11	фреона-12 и 502	фреона-22	фреона-142	фреона-113
—30	1,27	3,26	4,04	2,64	—
—10	1,83	4,02	4,97	3,33	—
0	2,09	4,36	5,40	3,58	—
+10	2,31	4,71	5,83	3,85	1,71
+30	3,03	5,66	7,00	4,77	2,18

ния опытных данных других авторов,

$$\alpha_a = A q_{F_a}^{0,6} (w_a \gamma_a)^{0,2} d_{вн}^{-0,2}, \qquad \text{(VIII.93)}$$

где A — опытный коэффициент, значения которого для некоторых фреонов, подсчитанные нами на основе данных С. Н. Богданова и Г. Н. Даниловой [17, 18, 45] и А. А. Гоголина [33], приведены в табл. 14;

$d_{вн}$ — внутренний диаметр трубки, мм;

q_{Fa} — удельная тепловая нагрузка внутренней поверхности, Вт/м².

Для фреонов с неизвестным значением A при $t_0 = -30 \div 30°$ С величина α_a, Вт/(м²·К), для данного давления кипения p_0 может быть найдена по обобщенному уравнению [45]

$$\alpha_a = 10{,}7 q_{F_a}^{0,6} \left(\frac{w_a \gamma_a}{d_{вн}}\right)^{0,2} \left(\frac{p_0}{p_{кр}}\right)^{0,343}, \qquad \text{(VIII.94)}$$

где $d_{вн}$ в мм, $p_{кр}$ — критическое давление фреона.

Для определения коэффициента теплоотдачи от трубки к кипящим фреонам-11, -142, -12, -22 можно воспользоваться номограммой [17], приведенной на рис. 113. Для нахождения α_a необходимо знать: l; $\Delta x = x_2 - x_1$; $d_{вн}$; q_{F_a} и температуру кипения хладагента t_0. Ключ к номограмме показан на рисунке.

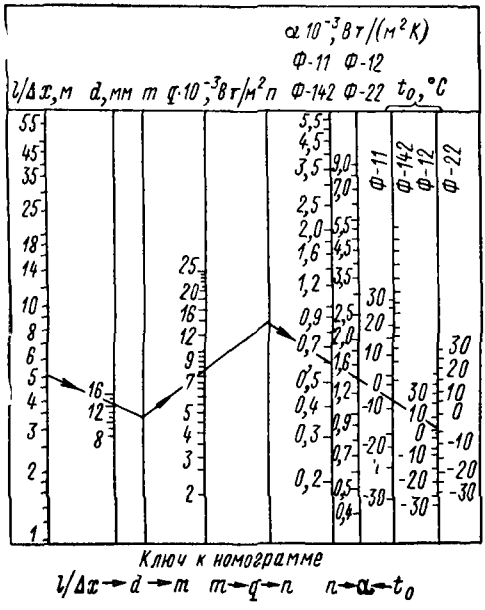


Рис. 113. Номограмма для нахождения коэффициента теплоотдачи при кипении фреонов внутри горизонтальных трубок.

Растворенное во фреоне масло влияет на интенсивность теплоотдачи при кипении. Установлено [18], что наличие во фреоне-12 масла (5 и 10% по массе) в области небольших тепловых нагрузок и расходов приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи за счет улучшения смачивания внутренней поверхности фреоном (при $q_{Fa} = 2320$ Вт/м² и концентрации 5% α_a возрастает на 20—40% для G_a соответственно 0,0306—0,0083 кг/с). С возрастанием тепловой нагрузки повышение концентрации масла в конце трубки испарителя ухудшает теплообмен и приводит к снижению среднего коэффициента теплоотдачи. При концентрации масла 5% уменьшение α_a наблюдалось, начиная с $q_{F_a} = (7 \div 9) \cdot 10^3$ Вт/м², и при $q_{F_a} = 18{,}6 \cdot 10^3$ Вт/м² α_a снижался на 20—

35%. При содержании во фреоне-22 масла в пределах до 5% теплообмен будет таким же, как и для чистого фреона [45].

О возможных путях интенсификации внутреннего теплообмена можно судить по следующему очевидному соотношению между тепловыми, гидродинамическими и геометрическими характеристиками трубки:

$$Q_0 = 10^{-3} q_{F_a} \pi d_{вн} l = w_a \gamma_a \cdot 0{,}785 d_{вн}^2 r \left(x_2 - x_1\right) \qquad \text{(VIII.95)}$$

или

$$4 \cdot 10^{-3} q_{F_a} \frac{l}{d_{вн}} = w_a \gamma_a r \left(x_2 - x_1\right), \qquad \text{(VIII.95а)}$$

где l — общая длина последовательно соединенных трубок, м;

r — скрытая теплота парообразования хладагента, кДж/кг.

Разность паросодержаний обычно составляет $x_2 - x_1 = 0{,}75 \div 0{,}85$, так как для машин без регенеративного теплообменника при обычных температурных условиях $x_1 = 0{,}15 \div 0{,}25$ и $x_2 = 1$, а для машин с теплообменником $x_1 = 0{,}04 \div 0{,}05$ и $x_2 = 0{,}8 \div 0{,}9$.

Значит, согласно уравнению (VIII.95а), при постоянной величине q_{F_a} увеличение массовой скорости $w_a \gamma_a$ с целью интенсификации теплообмена будет прямо пропорционально увеличению отношения $l/d_{вн}$, а это сопровождается резким повышением гидравлического сопротивления воздухоохладителя и понижением давления всасывания компрессора.

А. А. Гоголин в работе [31] приводит приближенную формулу для определения потери давления (Па) фреонов-12 и -22 в гладких (с внутренней стороны) трубках

$$\Delta p_0 = 6 \cdot 10^{-5} \frac{l}{d_{вн}} \left(q_{F_a} w_a \gamma_a\right)^{0{,}91}. \qquad \text{(VIII.96)}$$

При применении для интенсификации теплообмена турбулизаторов и внутреннего оребрения трубок Δp_0 возрастает в 3—5 раз по сравнению с гладкими трубками, а коэффициент теплоотдачи при этом увеличивается в несколько меньшей степени. В опытных работах[1] указывается на возможность увеличения коэффициента теплоотдачи при кипении фреонов-12 и -22 на 15—25% путем применения гладкотрубных спиральных змеевиков.

При понижении давления фреонов в трубке по ее длине уменьшается и температура кипения. В наиболее интересном для кондиционирования воздуха интервале температур от —10 до +10° С изменение температуры кипения на каждые 0,1 МПа падения давления составляет 8—10° С для фреона-12 и 5—7° С для фреона-22.

Во избежание чрезмерного снижения давления всасывания компрессора целесообразно не допускать изменения температуры кипения фреона в воздухоохладителе более чем на 4—5° С. Это

---

[1] Языков В. Н., Чухман Г. И. Исследование теплообмена в змеевиковых воздухоохладителях систем кондиционирования воздуха.— Труды научной конференции ЛТИХП, Л., 1970.

Барский М. А., Чухман Г. И. Исследование теплообмена при кипении фреонов в спиральных змеевиках — «Холодильная техника», 1971, № 2.

соответствует максимальному перепаду давления в нем 0,08 МПа при фреоне-22 и 0,05 МПа при фреоне-12. Исходя из этого, необходимо назначать величину $l/d_{вн}$, максимально допустимую во фреоновом змеевике в соответствии с уравнением (VIII.96).

Средние оптимальные массовые скорости фреона, кг/(м²·с), при которых внутренний теплообмен происходит сравнительно интенсивно без резкого увеличения гидравлического сопротивления, могут быть определены по следующим формулам, полученным на основе данных А. А. Гоголина:

для фреона-12

$$(w_a\gamma_a)_{опт.\,ср} = 12{,}4q_{F_a}^{0{,}28}; \qquad \text{(VIII.97)}$$

для фреона-22

$$(w_a\gamma_a)_{опт.\,ср} = 19{,}3q_{F_a}^{0{,}24}; \qquad \text{(VIII.98)}$$

для фреона-142

$$(w_a\gamma_a)_{опт.\,ср} = 12{,}2q_{F_a}^{0{,}24}. \qquad \text{(VIII.99)}$$

В расчете можно принимать оптимальные $\omega_a\gamma_a$, отличающиеся от средних по этим формулам: на $\pm(10\div20)\,\%$ при $q_{Fa}\leqslant\leqslant2000$ Вт/м² и на $\pm(30\div40)\,\%$ при $q_{Fa}>2000$ Вт/м².

Из-за наличия гидравлического сопротивления, а значит, падения давления при протекании фреона в трубках воздухоохладителя при проектировании последнего необходимо учитывать следующее.

Если воздух и хладагент движутся противотоком, то при существенной величине Δp_0 (при большой длине фреоновых трубок) будет наблюдаться температурный прямоток в воздухоохладителе, что делает воздухоохладитель с теплотехнической точки зрения нерациональным. Поэтому в том случае, когда холодильная машина имеет регенеративный теплообменник, подачу фреона на воздухоохладитель целесообразно сделать такой, чтобы воздух и фреон двигались прямотоком; это обеспечит температурный противоток в воздухоохладителе.

При отсутствии регенеративного теплообменника для обеспечения необходимого перегрева паров фреона на выходе из воздухоохладителя (на всасывании компрессора) следует включать воздухоохладитель по схеме противотока. Тогда теплый воздух на входе будет соприкасаться с наиболее теплой поверхностью охлаждения и обеспечит надлежащий перегрев паров фреона, а наиболее холодный воздух на выходе — с более охлажденной поверхностью. Этим объясняется применение противоточных воздухоохладителей в современных зарубежных и отечественных судовых автономных кондиционерах, в которых отсутствует регенеративный теплообменник.

Более целесообразно, однако, возложить перегревание паров фреона на регенеративный теплообменник, обеспечив выход фреона из испарителя с паросодержанием $x_2=0{,}85\div0{,}9$ при параллельном токе воздуха и фреона.

Кипение в большом объеме (на трубках). Для этого случая имеются расчетные уравнения Г. М. Кружилина, С. С. Кутателадзе, Д. А. Лабунцова, И. Т. Аладьева, В. И. Толубинского, Г. В. Ратиани и Д. И. Авалиани, В. М. Боришанского, Г. Н. Даниловой и других исследователей.

Наиболее близким к области холодильной техники, охватывающим широкий круг различных веществ (вода, спирты, бензол, аммиак, фреон-11, фреон-12, гептан и др.), является обобщающее уравнение В. М. Боришанского [20]

$$\alpha_a = 880c\left(\frac{p_0}{p_{кр}}\right)^{0,1}\left[1+4,64\left(\frac{p_0}{p_{кр}}\right)^{1,16}\right]q_{F_a}^{2/3}\ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}, \qquad \text{(VIII.100)}$$

справедливое для развитого пузырькового кипения в большом объеме в области отношений $p_0/p_{кр}$ давления кипения p_0 к критическому давлению $p_{кр}$ от сотых долей до 0,9.

В этой формуле константа $c = p_{кр}^{1/3}\,T_{кр}^{-5/6}\,M^{-1/6}$ (где $p_{кр}$ — в МПа, M — молекулярная масса вещества, а $T_{кр}$ — критическая температура, К) имеет следующие значения: для воды $0,77\cdot10^{-2}$; для аммиака $0,945\cdot10^{-2}$; для фреона-11 $0,43\cdot10^{-2}$; для фреона-12 $0,502\cdot10^{-2}$.

В работе [20] отмечается, что теплообмен при развитом пузырьковом кипении на стенках трубки в условиях вынужденной циркуляции мало отличается от теплообмена для развитого пузырькового кипения в большом объеме при тех же параметрах (давление, температура насыщения). В связи с этим расчет теплообмена при пузырьковом кипении в трубке, например, фреонового парогенератора, можно вести по формуле

$$\alpha_{тр} = (0,7 \div 0,9)\,\alpha_a, \qquad \text{(VIII.101)}$$

где α_a — коэффициент теплоотдачи, определенный по формуле (VIII.100) для случая кипения в большом объеме, а $\alpha_{тр}$ — коэффициент теплоотдачи в трубке при вычислении температурного напора по температуре насыщения, а не по средней температуре жидкости (для расчета тепловой нагрузки, поверхности теплообмена и т. п.).

Для расчета коэффициента теплоотдачи, Вт/(м²·К), при кипении фреонов на горизонтальной трубке в большом объеме в условиях свободной конвекции следует пользоваться уравнением Г. Н. Даниловой [41, 39, 40]

$$\alpha_a = c_1 q_{F_a}^{0,75}\left(0,14+2,2\frac{p_0}{p_{кр}}\right), \qquad \text{(VIII.102)}$$

справедливым в области $0,02 \leqslant p_0/p_{кр} \leqslant 0,5$. Здесь константу $c_1 = 980\,p_{кр}^{1/4}\,T_{кр}^{-7/8}\,M^{-1/8}$ для различных фреонов можно принимать следующей:

Фреоны	Ф-11	Ф-12	Ф-13	Ф-21	Ф-22	Ф-113	Ф-114	Ф-142
c_1	3,50	4,20	5,22	3,90	4,74	3,07	3,51	4,06

Коэффициент теплоотдачи зависит от шероховатости поверхности трубки. Поэтому Г. Н. Данилова для более точного определения $\alpha_а$ с учетом шероховатости трубки дает такое уравнение

$$\alpha_а = c_1 q_{F_а}^{0,75}\left(0,14 + 2,2\frac{p_0}{p_{кр}}\right)\left(\frac{R_z}{R_{z_0}}\right)^{0,2}, \qquad \text{(VIII.103)}$$

где R_z — высота неровностей поверхности трубки, мкм; $R_{z_0} = 1$ мкм.

Для гладких трубок промышленного изготовления, например, из стали 1Х18Н9Т, с чистотой поверхности ▽8 и ▽7 величина $R_z = 3,2$ и 3,84 мкм, а $\left(\frac{R_z}{R_{z_0}}\right)^{0,2} = 1,25$ и 1,3.

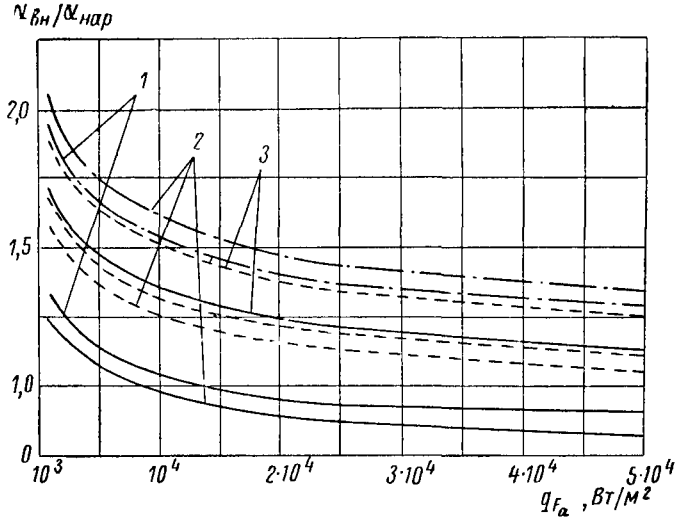


Рис. 114. Соотношение коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{вн}/\alpha_{нар}$ при кипении фреонов в трубке и на трубке ($d_{вн} = 8$ мм; $d_{нар} = 10$ мм).

1 — фреон-12; *2* — фреон-22; *3* — фреон-142; — · — $t_0 = -30°$ С; — — — $t_0 = 5°$ С; —— $t_0 = 30°$ С.

На рис. 114 показано соотношение $\alpha_{вн}/\alpha_{нар}$ коэффициентов теплоотдачи при кипении в трубке $\alpha_{вн}$ [уравнение (VIII.93) при $(w_а\gamma_а)_{опт.ср}$ для каждого значения $q_{Fа}$] и на гладкой трубке $\alpha_{нар}$ [уравнение (VIII.103) при $\left(\frac{R_z}{R_{z0}}\right)^{0,2} = 1,25$] для различных фреонов при $d_{вн} = 8$ мм, $t_0 = -30 \div 30°$ С и соответствующих давлениях p_0. Как видно, в среднем $\alpha_{вн}/\alpha_{нар}$ тем больше, чем ниже t_0 и меньше $q_{Fа}$. При $t_0 \geqslant 30°$ С и $q_{F_а} \geqslant 2 \cdot 10^4$ Вт/м² для фреонов-12 и -22 $\alpha_{вн}/\alpha_{нар} = 0,8 \div 0,9$ (выше отмечалось, что В. М. Боришанский рекомендует $\alpha_{вн}/\alpha_{нар} = 0,7 \div 0,9$), а для фреона-142, например, при этих условиях $\alpha_{вн}/\alpha_{нар} \approx 1,1$.

Пользуясь уравнением (VIII.103) и полученными приблизительными соотношениями между коэффициентами теплоотдачи

Номер трубки	Тип оребрения трубки	Геометрические характеристики оребрения трубок							
		$d_н$	$d_{вн}$	$D_р$	$S_р$	$\delta_т$	$\delta_о$	$\delta_{ср}$	β
		мм							
1	Накатное	16,5	13,2	21	2	0,3	1,5	0,9	3,5
2	»	13,7	11,9	16,7	1,24	0,2	0,8	0,5	4,1
3	Прямые круглые ребра	17,55	12,0	24,5	1,41	0,85	0,85	0,85	10,35
4 (пучок)	То же	16,3	12,0	19,15	0,913	0,435	0,435	0,435	6,2
5 (пучок)	Накатное	17,63	13,3	20,9	2,03	0,324	0,605	0,464	3,12

Примечание. Трубка № 1 в настоящее время применяется в отечественном лодмаше, предполагается использовать в кожухотрубных теплообменных аппаратах вместо компактен, чем пучок трубок № 5.

$\alpha_{вн}$ и $\alpha_{нар}$, можно ориентировочно определить значения $\alpha_а$ при кипении в трубках фреонов, для которых пока нет соответствующих расчетных уравнений (например, для фреонов-13, -21, -113, -114). По данным [40] коэффициент теплоотдачи при свободном кипении на горизонтальной трубке фреона-С318 (при $t_0 = -20 \div +80°$ С) примерно на 15, а фреона-21 (при $t_0 = 0 \div 50°$ С) на 50% ниже, чем фреона-12. Ориентировочно можно принимать такое же соотношение $\alpha_а$ для этих фреонов и при кипении внутри трубок воздухоохладителя или других аппаратов.

Для теплоотдачи при кипении на оребренных трубках обобщенных расчетных уравнений пока нет.

Экспериментальное исследование теплообмена при кипении фреона-12 на ребристых трубках в диапазоне температур t_0 от —30 до 20° С [50] показало, что коэффициент теплоотдачи, отнесенный к полной ребристой поверхности трубки, при кипении на ней больше, чем для гладкой трубки, в 1,05÷2,4 раза в зависимости от характеристик оребрения трубки, удельной тепловой нагрузки $q_{Fа}$ ребристой поверхности и температуры кипения (см. табл. 15, трубки № 1, 2 и 3). Эти опытные данные в области развитого кипения хорошо аппроксимируются зависимостью

$$\alpha_р = A q_{F_а}^n \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}, \qquad \text{(VIII.104)}$$

где $q_{Fа}$ — удельная тепловая нагрузка полной ребристой поверхности, Вт/м², а значения A и n для разных температур кипения и различных оребренных трубок, характеристики которых приведены в табл. 15, принимают по табл. 16.

Таблица 15

ных $\alpha_р$ и гладкой $\alpha_{гл}$ трубок при кипении фреона-12

Отношение $\alpha_р/\alpha_{гл}$ для различных температур кипения t_0, °С и тепловых нагрузок q_{F_a} (Вт/м²)									
$t_0 = -30$		$t_0 = -20$		$t_0 = -10$		$t_0 = 10$		$t_0 = 20$	
3000	6000	3000	6000	3000	6000	3000	6000	3000	6000
1,78	1,58	1,55	1,4	1,48	1,34	1,05	0,98	1,09	1,04
1,78	1,6	1,82	1,58	—	—	1,59	1,32	1,57	1,36
2,36	2,4	2,24	2,12	2,08	1,86	—	—	1,19	1,08
$\beta' = 4,55$ $\beta' = 2,34$		Ромбический пучок, шаг $S = 1,28\ D_р$							

аппаратостроении; трубку № 2, технология изготовления которой разработана во ВНИИхо-трубки № 1; пучок трубок № 4, как показали испытания в ЛТИХП, более эффективен и

Коэффициент теплоотдачи, отнесенный к условной гладкой поверхности по наружному диаметру трубок,

$$\alpha'_р = \alpha_р \beta', \qquad \text{(VIII.105)}$$

где β' — коэффициент оребрения поверхности.

При кипении фреонов в большом объеме на пучке гладких трубок интенсивность теплообмена будет больше, чем на одиночной

Таблица 16

Показатель степени n и константа A в формуле (VIII. 104) для оребренных трубок, характеристики которых приведены в табл. 15 (№ 1, 2, 3)

Номер трубки	Температура кипения t_0, °С					
	—30	—20	—10	0	10	20
1	0,6 / 7,85	0,6 / 8,61	0,6 / 9,73	—	0,6 / 11,57	0,6 / 13,64
2	0,62 / 6,7	0,54 / 16,2	0,46 / 21,4	0,46 / 48	0,46 / 53,2	0,46 / 61,4
3	0,77 / 2,72	0,68 / 6,54	0,62 / 11,47	—	—	0,53 / 26,7

Значения n — в числителе; значения A — в знаменателе.

трубке, а коэффициент теплоотдачи для пучка может быть определен [41] по формуле

$$\alpha_{\text{п}} = \alpha_{\text{а}} \varepsilon_{\text{п}}, \qquad \text{(VIII.106)}$$

где поправочный коэффициент $\varepsilon_{\text{п}}$ для приближенных расчетов в условиях работы холодильных машин

$$\varepsilon_{\text{п}} = \left(\frac{5180}{T_0} - 15{,}2\right) q_{F_{\text{а}}}^{-0{,}13}, \qquad \text{(VIII.107)}$$

где T_0 — абсолютная температура кипения, К.

В работе [41] для кипения фреона-12 на шестирядных пучках ребристых трубок, характеристики которых даны в табл. 15 под номерами 4 и 5, рекомендуется опытная зависимость

$$\alpha_{\text{п}} = 19{,}8 q_{F_{\text{а}}}^{0{,}56} p_0^{0{,}22} \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}, \qquad \text{(VIII.108)}$$

где p_0 — давление кипения, МПа.

Для определения $\alpha_{\text{п}}$, Вт/(м^2·К), при кипении фреона-12 на 15—20-рядных гладкотрубных пучках кожухотрубных испарителей можно воспользоваться уравнением

$$\alpha_{\text{п}} = 23{,}3 q_{F_{\text{а}}}^{0{,}46}, \qquad \text{(VIII.109)}$$

полученным [15] в интервале значений $t_0 = -25 \div +10°$ С и $q_{F\text{а}} = 2000 \div 6000$ Вт/м^2.

При развитом (до $q_{F\text{а}} = 10^4$ Вт/м^2) кипении на шестирядном гладкотрубном шахматном, ромбическом пучке из стальных трубок ($d_{\text{н}} = 17{,}7 \times 0{,}3$ мм, $S/d_{\text{н}} = 1{,}36$, ось пучка наклонена к горизонтали под углом 60°) в работе [1] получены уравнения:

для аммиака

$$\alpha_{\text{п}} = 33{,}9 q_{F_{\text{а}}}^{0{,}4} p_0^{-0{,}18} \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}; \qquad \text{(VIII.110)}$$

для фреона-22

$$\alpha_{\text{п}} = 4{,}9 q_{F_{\text{а}}}^{0{,}7} p_0^{0{,}42} \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}, \qquad \text{(VIII.111)}$$

причем для условий работы холодильных испарителей ($t_0 = -25 \div +10°$ С, $q_{F\text{а}} = 700 \div 3500$ Вт/м^2) теплоотдача аммиака в 1,5—2 раза выше, чем у фреона-22.

Коэффициент теплоотдачи при кипении масло-фреоновых растворов (фреон-12 и масло ХФ-12; фреон-22 и масло ХФ-22С) в испарителях холодильных машин по опытным данным [84] (кипение на гладкой трубке $d_{\text{н}} = 9$ мм) для $q_{F\text{а}} = 2 \cdot 10^3 \div 3 \cdot 10^4$ Вт/м^2, $T_0 = 243 \div 293$ К и массовой концентрации фреона в растворе $\xi_{\text{ф}} = 1{,}0 \div 0{,}8$ кг/кг может быть определен по формуле

$$\alpha_{\text{а}} = \left\{10^{6{,}3(1-\xi_{\text{ф}})} + \left[2{,}23 - 265\left(1 - \xi_{\text{ф}}\right)^2\right] p_0\right\} q_{F_{\text{а}}}^{0{,}75-2(1-\xi_{\text{ф}})}. \qquad \text{(VIII.112)}$$

[1] Куприянова А. В. Экспериментальное исследование теплообмена при кипении аммиака на трубах — Труды научной конференции ЛТИХП, Л., 1970.

Куприянова А. В. Теплоотдача при кипении аммиака на горизонтальных трубах. — «Холодильная техника», 1970, № 11.

В работе [15] экспериментально показана высокая эффективность интенсификации теплообмена при кипении фреона-12 на одиночной трубке. При очехлении трубки стеклотканью толщиной 0,3 мм α возрастал в 4,5÷7,5 раз при $q_{F\,a}=3000$ Вт/м² и $t_0=$ $=-25\div+20°$ С.

§ 36
Теплообмен при конденсации

Рассмотрим основные закономерности теплообмена при конденсации паров воды и фреонов на пучке горизонтальных и вертикальных трубок, что наблюдается в конденсаторах и водо-фреоновых парогенераторах, а также в горизонтальных и вертикальных трубках (паровые воздухонагреватели, воздушные конденсаторы и т. п.).

Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К), при конденсации на наружной гладкой проверхности, по Нуссельту с учетом опытных данных [116], может быть определен по формуле

$$\alpha = cb\sqrt[4]{\Delta i_к}\,l^{-0,25}(t_к - t_{ст})^{-0,25}. \qquad \text{(VIII.113)}$$

В этой формуле для вертикальных трубок (стенки) $c=1,48$ и $l=H$ (высота), а для горизонтальных $c=0,93$ и $l=d_н$. Значение $b=\sqrt[4]{\dfrac{\gamma^2\lambda^3}{\mu}}$ определяется по средней температуре пленки конденсата $t_m=0,5\ (t_к+t_{ст})$, где $t_к$ — температура конденсации, а $t_{ст}$ — средняя температура стенки. Разность энтальпий $\Delta i_к$ пара на входе в конденсатор (парогенератор) и конденсата на выходе из него для конденсаторов холодильных машин с максимальной погрешностью до 3—5% может быть заменена скрытой теплотой парообразования r при температуре конденсации $t_к$. Значения b и $\sqrt[4]{r}$ для некоторых хладагентов приведены в табл. 17, а для воды — дополнительно на рис. 115. В табл. 17 приведены также формулы $b=f(t)$ и $\sqrt[4]{r}=\varphi(t)$, полученные для диапазона $t=0\div40°$ С. Ориентировочно ими можно пользоваться и в более широком диапазоне температур.

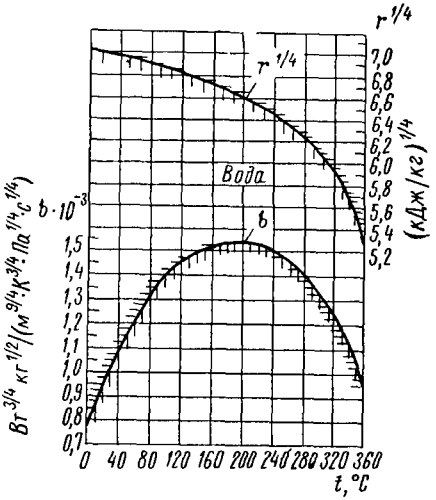


Рис. 115. Значения b и $\sqrt[4]{r}$ для воды

Для конденсации на горизонтальном пучке оребренных трубок коэффициент теплоотдачи, отнесенный к основной поверхности по наружному диаметру (впадин) $d_п$, равен

$$\alpha_р = \varepsilon_р\bar{\varepsilon}\alpha, \qquad \text{(VIII.114)}$$

где $\bar{\varepsilon}$ — коэффициент, учитывающий ухудшение теплоотдачи с увеличением числа n трубок в ряду по вертикали с (увеличением толщины пленки конденсата), определяемый по графику (рис. 116);

$\varepsilon_р$ — коэффициент, учитывающий влияние оребрения, определяемый по табл. 18 или по формулам [133, 134]:

Таблица 17

Значения b и $\sqrt[4]{r}$ для различных жидкостей к формуле (VIII.113)

t, °С	Аммиак		Фреон-11		Фреон-12		Фреон-22		Фреон-21		Вода	
	$\sqrt[4]{r}$	b	$\sqrt[4]{r}$	b	$\sqrt[4]{r}$	b	$\sqrt[4]{r}$	b	$\sqrt[4]{r}$	b	$\sqrt[4]{r}$	b
0	5,97	1106	3,71	356	3,53	337	3,79	374	3,96	455	7,07	775
10	5,92	1087	3,70	354	3,50	323	3,75	360	3,94	448	7,05	852
20	5,87	1040	3,70	353	3,47	308	3,70	349	3,92	443	7,04	935
30	5,82	1004	3,66	348	3,43	293	3,75	333	3,90	433	7,01	1011
40	5,76	966	3,63	346	3,39	277	3,58	319	3,87	424	7,00	1086
Уравнения аппроксимации	$5,97-0,00526\,t$	$1106-1,77\,t$	$3,71-0,00179\,t$	$356-0,428\,t$	$3,53-0,0035\,t$	$337-1,57\,t$	$3,79-0,00506\,t$	$374-1,39\,t$	$3,96-0,0025\,t$	$455-0,778\,t$	$7,07-0,00167\,t$	$775+7,85\,t$

для трубок с круглыми плоскими ребрами постоянной толщины

$$\varepsilon_р = \frac{S_р - \delta_р}{S_р} + \frac{2D_{ср}h_р}{d_н S_р}\left(\frac{2d_н}{\pi D_{ср}}\right)^{0,25} \operatorname{th}\sqrt{\frac{2\delta_р S_р}{h_р(S_р-\delta_р)}\left(\frac{d_н}{D_р}\right)^{0,2}}; \quad \text{(VIII.115)}$$

для трубок с накатными ребрами

$$\varepsilon_р = \frac{S_р - \delta_0}{S_р} + \frac{\delta_т}{S_р}\left(\frac{D_р}{d_н}\right)^{0,75} \operatorname{th}\sqrt{\frac{\delta_0 S_р}{h_р(S_р-\delta_0)}\left(\frac{\delta_т d_н}{\delta_0 D_р}\right)^{0,2}} +$$

$$+ \frac{2D_{ср}l_р}{d_н S_р}\left(\frac{2d_н h_р}{\pi D_{ср} l_р}\right)^{0,25} \operatorname{th}\sqrt{\frac{2\delta_0 S_р}{h_р(S_р-\delta_0)}\left(\frac{\delta_{ср} d_н}{\delta_0 D_р}\right)^{0,2}}. \quad \text{(VIII.116)}$$

В этих формулах $d_н$ — наружный диаметр трубки (для плоского оребрения) или диаметр трубки у основания ребра (для накатных трубок); $D_{ср}=0,5(d_н+D_р)$ — средний диаметр ребра; $h_р=0,5(D_р-d_н)$ — высота ребра; $S_р$ и $\delta_р$ — шаг и толщина ребра;

δ_o, $\delta_т$ и $\delta_{ср}$ — толщина ребра у основания, у торца и средняя; $l_р = \sqrt{h_р^2 + 0{,}25(\delta_o - \delta_т)^2}$ — длина образующей ребра от корня (основания) до кромки (торца).

С целью увеличения коэффициента теплоотдачи рекомендуется наклон горизонтальной гладкой трубки, обеспечивающий безотрывное стекание конденсатной пленки. По опытным данным [21], полученным при конденсации фреона-11 на наклонной гладкой трубке с $d_н = 20$ мм, для этого случая рекомендуется критериальное уравнение

$$Nu = 0{,}825\,(GaKPr)^{0{,}25}\,We^{0{,}04}\cos\beta^{0{,}15}, \qquad (VIII.117)$$

где $Ga = \dfrac{gd_н^3}{\nu^2}$ — критерий Галлилея ($g = 9{,}81$ м/с^2);

$K = \dfrac{r}{c(t_к - t_{ст})}$ — критерий фазового превращения, обычно называемый критерием Кутателадзе (c — теплоемкость конденсата);

$We = \dfrac{\sigma}{gd_н^2\gamma}$ — критерий Вебера (σ — коэффициент поверхностного натяжения, Н/м);

β — угол наклона трубки к горизонту.

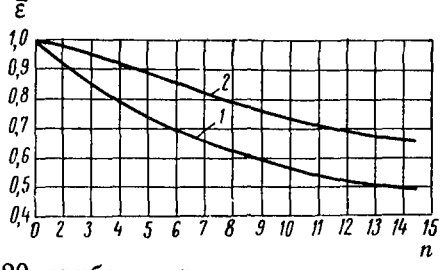


Рис. 116 Зависимость коэффициента ε от числа n рядов трубок по вертикали для горизонтального кожухотрубного конденсатора.
1 — при коридорном расположении трубок; *2* — при шахматном расположении трубок.

Если в конденсаторе $n \geqslant 15 \div 20$ трубок в ряду по вертикали, скорость воды внутри трубок $w_w = 1 \div 2$ м/с, $d_н = 20$ мм, $t_к - t_{ст} = 15 \div 20°$ С, то для пучка длиной примерно 1 м по данным [21] нужно применять $\beta = 40°$ и ожидать повышения коэффициента теплоотдачи в 1,7—1,8 раза.

Предварительная проверка этого метода (наклона) на ребристых трубках при стекании по ним пленки конденсата также дала положительные результаты [81].

Для конденсации фреона-21 на одиночных горизонтальных оребренных трубках с размерами, мм: $d_н = 17{,}0$; 13,0 и 15,5; $S_р = 2{,}0$; 1,25 и 0,75; $\delta_o = 1{,}67$; 0,75 и 0,55; $\delta_т = 0{,}43$; 0,33 и 0,22; $h_р = 2{,}2$; 1,5 и 1,4 (трубки № 1, 2 и 3) в работе[1] получено уравнение

$$Nu = c\,(GaKPr)^{0{,}25}, \qquad (VIII.118)$$

где коэффициент c для этих трубок равен соответственно 2; 2,3 и 3,2.

[1] Гогонин И. И., Дорохов А. Р. Теплоотдача при конденсации фреона-21 на горизонтальных трубках.— «Холодильная техника», 1970, № 11.

Характеристики оребренных трубок

Таблица 18

Номер трубки	Литературный источник	Диаметр трубок, мм		Размеры ребра, мм						Материал	Тип ребер	Степень (коэффициент) оребрения	Коэффициент $\varepsilon_р$
		внутренний $d_{вн}$	наружный (основной) $d_н$	Диаметр $D_р$	Шаг $S_р$	Высота $h_р$	Толщина в основании $\delta_о$	Толщина на торце $\delta_т$	Толщина средняя $\delta_{ср}$				
1	[133]	12,3	16,0	20,4	2,06	2,20	1,81	0,47	1,14	Медь	Накатные	3,61 (2,78)	2,57
2		10,0	12,0	23,8	5,16	5,90	0,3	0,3	0,3	Латунь	Навитые гофрированные	6,52 (5,44)	3,19
3		17,0	20,0	49,5	4,00	14,75	0,5	0,5	0,5	»	Круглые и плоские	15,6 (13,25)	3,35
4	[163]	13,8	15,9	18,54	1,13	1,32	—	—	0,3	Медь	Накатные	3,77 (3,27)	2,40
5		16,6	19,0	21,76	1,55	1,38	—	—	0,45	»	»	3,27 (2,86)	2,12
6		16,15	20,05	24,05	2,0	2,0	—	—	0,5	»	»	3,85 (3,1)	2,19
7		16,1	19,8	27,06	2,2	3,63	—	—	0,5	»	»	5,77 (4,7)	2,76
8		16,0	20,0	29,0	2,15	4,5	—	—	0,5	»	»	7,62 (6,1)	3,10
9		13,7	16,3	18,74	1,28	1,22	—	—	0,28	Латунь	»	3,65 (3,07)	2,08
10		12,9	16,2	18,8	1,30	1,30	—	—	0,30	Сталь		4,03 (3,2)	2,18
11	[165, 166]	7,62	9,46	12,3	1,58	1,42	0,535	0,33	0,46	Медь	»	2,46 (1,98)	2,2
12		16,55	19,1	21,8	1,58	1,32	—	—	0,38	»	»	3,31 (2,87)	1,99
13		22,65	25,3	28,2	1,60	1,345	0,43	0,23	0,38	»	»	3,16 (2,83)	1,91
14		17,2	19,7	36,3	3,7	8,31	0,81	0,43	0,61	»	»	8,50 (7,42)	3,07
15		17,0	19,7	36,2	4,35	8,25	0,99	0,56	0,71	»	»	7,40 (6,39)	2,90
16		16,2	19,6	36,21	6,34	8,30	1,14	0,46	0,89	»	»	5,51 (4,55)	2,35
17	[24]	13,2	16,5	21,0	2,0	2,25	1,7	0,3	1,1	»	»	3,6 (2,88)	2,61
18	[134]	14,0	17,7	21,5	2,03	1,9	1,6	0,38	0,99	»	»	3,5 (2,77)	2,20
19	[134]	—	23,0	26,0	2,0	1,5	1,6	0,5	1,05	»	»	2,43 (2,15)	2,14
20		13,8	15,88	18,8	1,65	1,48	0,58	0,33	0,45	—	»	3,28 (2,65)	2,13
21		13,8	15,8	19,9	1,76	1,55	0,58	0,33	0,45	—	»	3,32 (2,90)	2,12
22		16,1	19,5	36,81	3,68	8,66	0,94	0,33	0,635	—	»	9,34 (7,70)	2,96
23	[166]	16,1	19,5	26,4	3,71	3,45	0,94	0,74	0,84	—	»	3,82 (3,15)	2,15
24	[161]	16,1	19,5	31,85	3,7	6,17	0,94	0,53	0,735	—	»	6,51 (5,37)	2,77
25	[23]	13,2	16,9	20,8	2,0	1,95	1,57	0,53	1,05	—	»	3,57 (2,79)	2,43

Интенсивность (коэффициент) теплоотдачи при конденсации на ребристой трубке зависит от параметров оребрения, что показано, например, на рис. 117 для трубки $d_н = 12$ мм с круглыми плоскими ребрами толщиной $\delta_р = 0{,}5$ мм. В работе [22] указывается, что оптимальными параметрами оребрения трубок фреоновых конденсаторов, обеспечивающими наименьшие массу и объем конденсатора, являются: $D_р/d_н = 1{,}4 \div 1{,}6$; $S_р - \delta_р = 0{,}5 \div 1{,}0$ мм; $\delta_р = 0{,}5$ мм.

Геометрия и параметры оребрения трубки могут существенно влиять на характер и направление течения пленки конденсата. Установлено [81], что интенсивная теплоотдача наблюдается на ребристых трубках, геометрия которых обусловливает превосход-

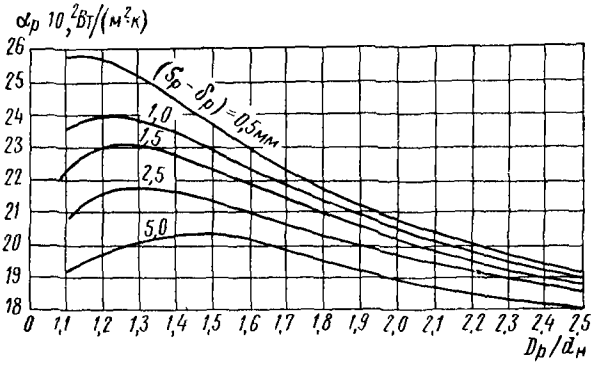


Рис. 117. Зависимость коэффициента теплоотдачи $\alpha_р$, отнесенного к полной ребристой поверхности, от параметров оребрения трубки [22] ($d_н = 12$ мм; $\delta_р = 0{,}5$ мм).

ство примерно на порядок сил поверхностного натяжения в пленке конденсата на ребрах над силами тяжести, что соответствует высоким ($\geqslant 100$) значениям критерия Вебера

$$\mathrm{We} = \frac{\sigma}{9{,}81 R^2 \gamma},$$

где R — радиус кривизны жидкой пленки.

Для трубок с углами раскрытия ребер $\varphi = 30 \div 40°$ радиус кривизны образующейся на торце ребра толщиной $\delta_т$ пленки жидкости

$$R = \frac{\sigma_т}{2 \cos \frac{\varphi}{2}} \approx 0{,}55 \delta_т.$$

По данным [81], коэффициент теплоотдачи, отнесенный ко всей ребристой поверхности, для обычно используемой в конденсаторах холодильных машин медной трубки (размеры, мм: $D_р = 21$; $h_р = 2{,}05$; $S_р = 2{,}16$; $\delta_т = 0{,}72$; $S_р - \delta_о = 0{,}20$; $\beta' = 2{,}7$; $\mathrm{We} = 8{,}1$) равен таковому для гладкой трубки, т. е. для основной поверхности ребристой трубки $\alpha_р = \alpha_{гл}\beta'$. Для трубок со специальной геометрией (размеры, мм: $D_р = 20$; $h_р = 0{,}92$ и $1{,}32$; $S_р = 0{,}81$; $\delta_т = 0{,}14$; $S_р - \delta_о = 0{,}14$; $\beta' = 2{,}8$ и $4{,}0$), для которых $\mathrm{We} = 215$, коэффициент теплоотдачи возрастает в 1,8—1,9 раза, т. е. $\alpha_р = (1{,}8 \div 1{,}9)\alpha_{гл}\beta'$.

На рис. 118 показано сравнение коэффициентов теплоотдачи ребристой (кривая *1*) и гладкой (кривая *2*) трубок при $d_н = 12$ мм; $D_р/d_н = 1{,}1$; $\delta_р = 0{,}5$ мм и различных шагах $S_р$ плоских круглых ребер [22].

В работе [81] на основе опытов по конденсации фреона-113 получена обобщенная критериальная зависимость для гладких и ребристых трубок (α отнесен к полной ребристой поверхности)

$$Nu = 0{,}72\,(GaKPr)^{0,25}\,We^{0,2}Z_1^{0,28}Z_2^{0,62}, \qquad (VIII.119)$$

где We определяется по приведенному выше уравнению, т. е. через R, а Z_1 и Z_2 — критерии формы элементов оребрения

$$Z_1 = \frac{S_р - \delta_0}{h_р \operatorname{tg}\frac{\varphi}{2}}; \qquad (VIII.120)$$

$$Z_2 = \frac{\delta_т}{h_р \sin\frac{\varphi}{2}}. \qquad (VIII.121)$$

Высокоэффективными для конденсации являются мелковолнистые горизонтальные трубки. Экспериментальное исследование

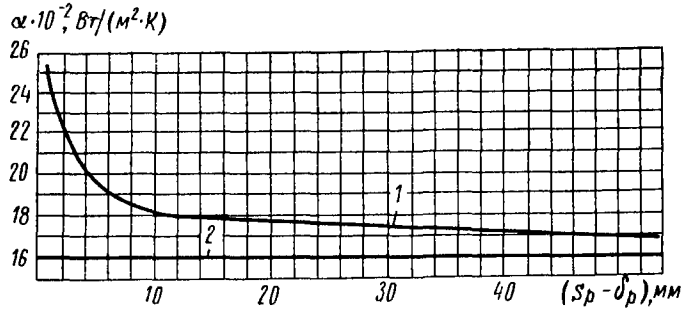


Рис. 118. Коэффициенты теплоотдачи, отнесенные к полной внешней поверхности, для ребристой (кривая *1*) и гладкой (*2*) трубок.

[137] конденсации водяного пара на внешней профилированной поверхности таких трубок с основными диаметрами $d_н$, составляющими 10,3; 10,7 и 20,8 мм и радиусами кривизны выступов (впадин) R, соответственно равными 0,5; 0,25 и 0,34 мм (винтовая нарезка круглого профиля), показывает возможность интенсификации теплоотдачи в среднем в 2,2 раза по сравнению с гладкими трубками. Опытные данные обобщаются зависимостью

$$Nu = 0{,}34\,(K_1/L)^{0,31}\,(LWe)^{0,09}\,(Pr_к/Pr_{ст})^{0,25}, \qquad (VIII.122)$$

справедливой при изменении определяющих критериев в пределах: $K_1/L = 10^3 \div 2 \cdot 10^5$, $LWe = 515 \div 4300$, где $K_1 = GaKPr$; $L = d_н/R$; $We = \dfrac{\sigma}{9{,}81 \cdot R^2\gamma'}$. В качестве определяющего размера в критериях Nu, Ga, как и в критериях L и We, входит радиус выступов (впа-

дин) R. Критерии $Pr_к$ и $Pr_{ст}$ определяются соответственно при температурах конденсации и стенки, а γ' — плотность конденсата.

Уравнение (VIII.122) подтверждено и опытами при конденсации фреона-21 на мелковолнистых трубках с размерами, мм: $d_н = 15{,}7$ и $15{,}8$; $S_р = 1{,}25$ и $0{,}62$; $R = 0{,}31$ и $0{,}16$ (см. сноску на стр. 257).

С учетом особенностей теплообмена при конденсации, для расчета среднего коэффициента теплоотдачи на пучке оребренных трубок горизонтальных кожухотрубных конденсаторов холодильных машин, отнесенного к основной поверхности по диаметру $d_н$, в работе [42] предлагается уравнение[1]

$$\alpha_{р.ср} = 0{,}93\beta'\varepsilon_п\psi_р b\sqrt[4]{r}\cdot d^{-1/4}(t_к - t_{ст})^{-1/4}, \qquad \text{(VIII.123)}$$

где

$$\psi_р = 1{,}1\frac{F_в E_р^{3/4}}{F_{об}}\cdot\left(\frac{d_н}{h'_р}\right)^{1/4} + \frac{F_г}{F_{об}}; \qquad \text{(VIII.124)}$$

$$\varepsilon_п = n_{ср}^{-0{,}25}. \qquad \text{(VIII.125)}$$

В этих формулах значения b и $\sqrt[4]{r}$ принимают по табл. 17; $n_{ср}$ — среднее число трубок в ряду по вертикали. Для равномерно расположенных трубок принимают среднеарифметическое число $n_{ср}$, а при неравномерной разбивке трубной решетки конденсатора

$$n_{ср} = \left(\frac{n_1 + n_2 + \ldots + n_m}{n_1^{0{,}75} + n_2^{0{,}75} + \ldots + n_m^{0{,}75}}\right)^4, \qquad \text{(VIII.126)}$$

где $n_1, n_2, \ldots n_m$ — число трубок в каждом вертикальном ряду решетки.

$F_{об}$ — общая ребристая поверхность, которая слагается из $F_г$ — горизонтальной, состоящей из межреберных участков и торцовых поясков ребер, и $F_в$ — вертикальной поверхности ребер.

$$F_г = \pi d_н(1 - m\delta_0) + \pi D_р\delta_т m, \qquad \text{(VIII.127)}$$

где m — число ребер на 1 м длины трубки;

$h'_р$ — приведенная высота ребра

$$h'_р = \frac{\pi}{4}\cdot\frac{D_р^2 - d_н^2}{D_р}; \qquad \text{(VIII.128)}$$

$E_р$ — коэффициент эффективности ребра. Для медных трубок с накатными низкими ребрами при тепловых нагрузках, соответствующих работе холодильных машин, а по опытным данным [165] и для относительно тонких и высоких ребер ($D_р/d_н = 1{,}4 \div 1{,}6$), можно принимать $E_р \approx 1$.

---

[1] По более поздним данным этих авторов («Теплообмен при конденсации Ф-12 и Ф-22 на гладких и оребренных трубах». — Труды научной конференции ЛТИХП, Л., 1970), а также Хижнякова С. В. («Теплообмен при конденсации фреонов-12 и -22 на гладких и оребренных трубках». — «Холодильная техника», 1971, № 1) опытные значения $\alpha_{р.ср}$ в 1,28—1,52 раза больше расчетных по этому уравнению.

Формула (VIII.123) применена для трубок с отношением $S_р/h_р>0{,}6$.

Сравнительные расчеты и анализ показывают, что α, отнесенные к одной и той же поверхности, при определении по формуле (VIII.119) на 25—30% выше, чем найденные по уравнению (VIII.123). Значит, с учетом примечания (в сноске) к формуле (VIII.123), уравнение (VIII.119) более точно отражает опытные данные и поэтому предпочтительнее.

В работе [44] проведено сопоставление различных пучков кожухотрубного конденсатора для разных фреонов. Медные накатные трубки с различными характеристиками оребрения сравниваются со стальными гладкими. В результате выявлено, что влияние свойств агента на характеристики конденсатора при постоянных тепловой нагрузке $Q_к$ и мощности N, затрачиваемой на прокачивание воды через конденсатор, сказывается лишь в пучках из гладких трубок. При постоянной удельной мощности N, приходящейся на единицу внутренней поверхности трубок, т. е. при $N_F=\text{const}$, наиболее эффективны гладкотрубные конденсаторы, работающие на аммиаке.

Для пучков из медных накатных трубок при $t_к=30°$ С свойства фреонов практически не влияют на показатели аппарата (отличие в 10%).

Наиболее компактным пучком из рассмотренных в этой работе оказался пучок из медных накатных трубок со следующими характеристиками: $d_{вн}=13{,}8$ мм; $d_н=15{,}9$ мм; $D_р=18{,}54$ мм; $S_р=1{,}13$ мм; $\delta_т=\delta_о=0{,}3$ мм; $\beta=3{,}77$; шаг пучка $S=23{,}7$ мм $(S/D_р=1{,}28)$; коэффициент компактности (по внутренней поверхности трубок) $\omega=76{,}5$ м^2/м^3; масса 1 м длины трубки 0,605 кг. Он занимает объем на 40% и имеет массу вдвое меньше, чем пучок в конденсаторах, изготовляемых из отечественных медных накатных трубок, характеристики которых приведены в табл. 15 (трубка № 1).

Использовать в конденсаторах трубки с большей степенью оребрения, чем $\beta=3{,}6\div4{,}0$, нецелесообразно.

Стоимость наиболее компактного пучка с указанными выше характеристиками медных накатных трубок в два раза меньше, чем гладкотрубного стального пучка (в расчетах принимали стоимость 1 т трубок: стальных гладких — 1043 руб.; медных накатных — 2200 руб.). Этот пучок трубок рекомендуется применять в кожухотрубных и кожухозмеевиковых конденсаторах.

Коэффициент теплоотдачи при конденсации пара внутри трубки в первом приближении может быть определен по формуле Нуссельта для наружного теплообмена. Однако лучше пользоваться надежными теоретическими и особенно экспериментальными данными [98, 99, 43, 123, 126, 148, 149 и др.], некоторые из которых, правда, разноречивы и даже противоречивы. Однако в последних работах приведен анализ расхождений и сделаны возможные обобщения результатов различных исследований.

Следует иметь в виду, что условия работы паровых воздухонагревателей, внутри горизонтальных трубок которых конденсиру-

ется водяной пар, существенно отличаются от условий работы воздушных конденсаторов холодильных машин (с конденсацией хладагента в трубках). В первых удельная тепловая нагрузка составляет $q=(45\div115)$ тыс. Вт/м², а во вторых $q=1000\div12000$ Вт/м².

Для определения α, Вт/(м²·К), в случае конденсации быстродвижущегося водяного пара в горизонтальных трубках используются уравнения

$$\alpha = (3950 + 116w_{\text{п}})\sqrt[3]{\frac{1{,}21}{l_{\text{тр}}}}; \qquad \text{(VIII.129)}$$

$$\alpha = 10{,}8q^{0{,}6} \qquad \text{(VIII. 130)}$$

(получено по данным [98] для $p=0{,}15\div0{,}20$ МПа, $d_{\text{вн}}=24\div38$ мм, $l_{\text{тр}}=1{,}15\div2{,}79$ м);

$$\alpha \approx \frac{\lambda'}{d_{\text{вн}}} f(\varepsilon)\,\text{Re}^{0{,}8}(\text{Pr}')^{0{,}4}\cdot\left(\frac{\gamma'}{\gamma''}\right)^{0{,}5}\cdot\left(\frac{\mu''}{\mu'}\right)^{0{,}1} \qquad \text{(VIII.131)}$$

(одним штрихом обозначены физические константы конденсата, а двумя — насыщенного пара при температуре конденсации).

В этих формулах $w_{\text{п}}$ — средняя по сечению скорость пара на входе в трубку, м/с;

$l_{\text{тр}}$ — полная длина трубок одного хода пара, м;

$\text{Re} = \dfrac{10^{-3}ql_{\text{тр}}}{r\nu'\gamma'}$ — критерий Рейнольдса;

$f(\varepsilon)$ — функция относительного количества несконденсировавшегося пара, численные значения которой принимаются следующими [99]:

ε — 0,00	0,02	0,05	0,10	0,20	
$f(\varepsilon)$ — 0,0387	0,040	0,0433	0,0471	0,0548	—
ε — 0,30	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90
$f(\varepsilon)$ — 0,067	0,104	0,135	0,186	0,282	0,551

Для судовых воздухонагревателей можно принимать $\varepsilon=0{,}0\div0{,}2$.

Следует иметь в виду, что режим быстрого движения пара наблюдается при его высоком давлении (2÷10 МПа) в трубке малого внутреннего диаметра (10—13 мм) и большой длины (больше 2 м). При таком режиме входные скорости пара составляют $w_{\text{п}}\gamma''>100$ кг/(м²·с), средние тепловые нагрузки $q>10^5$ Вт/м², течение конденсатной пленки осуществляется в турбулентном режиме под действием силы трения пара о поверхность конденсата. В горизонтальных трубках воздухонагревателей судовых кондиционеров может быть и режим конденсации при умеренных и малых скоростях $w_{\text{п}}\gamma''<300$ кг/(м²·с), который обычно происходит в трубках диаметром 16—38 мм при давлениях пара 0,1—2,5 МПа.

Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К), при конденсации водяного пара внутри горизонтальных трубок во втором режиме реко-

мендуется [28] определять по формуле

$$\alpha = cAq^{0,5} l_{тр}^{0,3} d_{вн}^{0,2}. \qquad \text{(VIII.132)}$$

В этой формуле $l_{тр}$ в м, $d_{вн}$ в мм, константа c для латунных и медных трубок составляет 8,42, для трубок из углеродистой стали $c=5,44$, а величина A в диапазоне температур насыщения пара $t_s=110\div160°$ С может быть найдена как $A=0,015\,t_s-0,15$.

При конденсации внутри вертикальной трубки быстро движущегося пара и течении конденсатной пленки в турбулентном режиме для определения коэффициента теплоотдачи можно пользоваться формулой (VIII.131) при быстром движении пара в горизонтальной трубке. Это объясняется тем, что при конденсации в трубке быстро движущегося пара силы тяжести, влияющие на конденсатную пленку, малы по сравнению с силами динамического воздействия потока пара, и, следовательно, положение трубки по отношению к горизонту, равно как и направление потока в ней (вверх или вниз), уже не имеют существенного значения.

При конденсации в вертикальной трубке пара, движущегося с умеренными и малыми скоростями, и течении конденсатной пленки в ламинарном режиме под действием соизмеримых сил тяжести и межфазного трения коэффициент теплоотдачи следует определять по иным формулам.

При расчете α для конденсации паров в вертикальных трубках (движение пара сверху вниз) можно пользоваться критериальными зависимостями, полученными в опытах с фреоном-12 при докритическом течении пленки конденсата [126]

$$\mathrm{Nu} = 3,42\cdot10^{-3}\,(\mathrm{GaKPr})^{0,25}\left(\frac{l_{тр}}{d_{вн}}\right)^{-0,13}\mathrm{Re}_{п}^{0,45} \qquad \text{(VIII.133)}$$

для $\mathrm{Re}_{п}>10^5$
и

$$\mathrm{Nu} = 0,61\,(\mathrm{GaKPr})^{0,25}\left(\frac{l_{тр}}{d_{вн}}\right)^{-0,13} \qquad \text{(VIII.134)}$$

для $\mathrm{Re}_{п}\leqslant10^5$,
где $\mathrm{Re}_{п}=(w_{п}d_{вн})/\nu''$ — критерий Рейнольдса для пара;
$l_{тр}$ — длина (высота) трубки; формулы (VIII.133), (VIII.134) получены в опытах при $l_{тр}/d_{вн}=5\div50$.

В критерии Ga, K и Pr входят физические константы конденсата при температуре конденсации.

Для конденсации водяного пара в вертикальной трубке при $\mathrm{Re}_{п}<2,5\cdot10^4$ справедлива формула Д. А. Лабунцова для гравитационного ламинарного течения пленки с учетом волнового движения

$$\alpha = 0,785\left[\frac{r\gamma'}{d_{вн}(t_к-t_{ст})}\right]^{0,22}\frac{(\lambda')^{0,78}}{(\nu')^{0,3}}\ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{к)}, \qquad \text{(VIII.135)}$$

а при $Re_п > 2{,}5 \cdot 10^4$ — формула Хартмана, полученная в предположении ламинарного течения пленки конденсата и турбулентного течения пара для $(\mu''/\mu') \geqslant 0{,}1$ и $(\gamma'/\gamma'') \geqslant 10^3$,

$$Nu = 0{,}36 Re_п^{0{,}6} \left[KPr \frac{d_{вн}}{2l_{тр}} \cdot \frac{\gamma''}{\gamma'} \left(\frac{\nu''}{\nu'} \right)^2 \right]^{1/3}, \qquad \text{(VIII.136)}$$

подтвержденные экспериментально в работе [87].

В соответствии с более поздними опытными данными В. П. Исаченко для расчета α, Вт/(м²·К), при ламинарном движении пленки конденсата водяного пара с температурой $t_s = 100 \div 160°$ С в вертикальной медной трубке рекомендуется преобразованная [28] формула

$$\alpha = 1{,}19 \cdot 10^5 (q l_{тр} d_{вн})^{-0{,}182}, \qquad \text{(VIII.137)}$$

которая получена при следующих параметрах: $p = 0{,}1 \div 0{,}6$ МПа; $q = (0{,}4 \div 5{,}8) \cdot 10^5$ Вт/м²; $w_п = 6 \div 70$ м/с; $l_{тр} = 1600$ мм; $d_{вн} = 10$ мм; $x_1 = 1{,}0$; $x_2 = 0$. В этой формуле $l_{тр}$ в м, $d_{вн}$ в мм.

Для конденсации фреонов в горизонтальной трубке справедливы следующие эмпирические формулы, полученные Н. Ф. Чопко [149]. В области малых тепловых нагрузок (до 1800 Вт/м²), когда сказывается влияние неконденсирующихся примесей во фреонах на процесс конденсации,

$$Nu = c (GaKPr)^{0{,}075} We^{-0{,}08}, \qquad \text{(VIII.138)}$$

где постоянная c для фреонов-12, -142 и -22 соответственно равна 43,7; 48,1 и 59,5.

Нижний предел применимости уравнения (VIII.138) по комплексу (GaKPr) составляет $3{,}0 \cdot 10^{11}$ — для Ф-12; $4{,}5 \cdot 10^{11}$ — для Ф-142 и $1{,}2 \cdot 10^{12}$ — для Ф-22.

В области больших тепловых нагрузок $q = 1800 \div 10\,000$ Вт/м² (в опытах минимум комплекса GaKPr составлял $2{,}5 \cdot 10^{10}$)

$$Nu = 0{,}444 (GaKPr)^{0{,}25} We^{-0{,}08}. \qquad \text{(VIII.139)}$$

Верхним пределом применения формулы (VIII.139) по комплексу (GaKPr) для фреонов-12, -142 и -22 являются соответствующие значения нижнего предела для уравнения (VIII.138).

Критерий Вебера в этих уравнениях $We = \dfrac{\sigma}{9{,}81 d_{вн}^2 \gamma'}$. Опытные значения $l_{тр}/d_{вн}$ составляли 50—200; при этом оказалось, что $l_{тр}/d_{вн}$ не влияет на величину α.

Физические константы конденсата, входящие в состав критериев подобия, принимают по температуре конденсации $t_к$.

В том случае, когда теплофизические свойства новых фреонов еще не известны, коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К), при их конденсации в горизонтальной трубке можно рассчитать по формулам [149]:

при малых тепловых нагрузках

$$\alpha = A_1 \cdot q^{-1/12} \left[1{,}48 \left(\frac{p}{p_{кр}} \right)^{-0{,}14} - 0{,}82 \right] \left(\frac{11}{d_{вн}} \right)^{1/3}, \quad \text{(VIII.140)}$$

где

$$A_1 = 2{,}51 \cdot 10^5 M^{-13/24} \cdot T_{кр}^{-11/24} \cdot p_{кр}^{13/12};$$

при больших тепловых нагрузках

$$\alpha = A_2 \cdot q^{-1/3} \left[1{,}48 \left(\frac{p}{p_{кр}} \right)^{-0{,}14} - 0{,}82 \right] \left(\frac{11}{d_{вн}} \right)^{1/3}, \quad \text{(VIII.141)}$$

где

$$A_2 = 8{,}85 \cdot 10^5 \cdot M^{-2/3} \cdot T_{кр}^{-1/3} \cdot p_{кр}^{4/3}.$$

Здесь $d_{вн}$ — внутренний диаметр трубки, мм, а M — молекулярная масса. Подсчитанные значения A_1 и A_2, как это сделано для уравнения, аналогичного (VIII.141), в работе А. Г. Ткачева и Н. Ф. Чопко («Основные закономерности при конденсации фреонов в горизонтальной трубе».— Труды научной конференции ЛТИХП, Л., 1970), в расчетах для различных фреонов можно принимать следующими:

Фреоны	Ф-11	Ф-12	Ф-13	Ф-21	Ф-22	Ф-23	Ф-142	Ф-143
$A_1 \cdot 10^{-3}$	5,12	5,62	6,35	7,32	8,44	—	6,23	6,51
$A_2 \cdot 10^{-4}$	3,06	3,29	3,51	4,66	5,33	6,22	3,68	3,88

В соответствии с [45] для расчета конденсаторов с воздушным охлаждением или воздухоохладителей автономных кондиционеров, работающих в режиме теплового насоса как конденсаторы, при $t_к = 40 \div 60°$ С рекомендуется уравнение

$$\alpha = c q^{-0{,}18} \cdot d_{вн}^{-0{,}33} \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad \text{(VIII.142)}$$

где $d_{вн}$ в мм, а величина $c = 2{,}04 \cdot 10^4$ — для фреонов-12 и -502 и $c = 2{,}5 \cdot 10^4$ — для фреона-22.

Интенсивность теплообмена при конденсации в трубках, как и при кипении в них, фреона-12 и -502 на 20—25% ниже, чем у фреона-22.

Вследствие простоты уравнения (VIII.142) его следует применять для расчетов теплоотдачи при конденсации в трубках фреонов-12, -502 и -22. Для фреонов с неизвестными еще теплофизическими свойствами, а, значит, и величиной c, удобны уравнения (VIII.140) и (VIII.141).

При конденсации в трубках, наклоненных к горизонту под углом 45°, в работе [126] на фреоне-12 установлена зависимость

$$\text{Nu} = 0{,}231 \, (\text{GaKPr})^{0{,}25} \left(\frac{l_{тр}}{d_{вн}} \right)^{-0{,}06} \text{Re}_п^{0{,}1}, \quad \text{(VIII.143)}$$

в которой только в $\text{Re}_п$ входят физические константы пара, а в остальные критерии — константы конденсата при $t_к$.

Для интенсификации теплообмена при конденсации паров в трубках могут быть применены, например, насадки. Так, спирально-призматическая насадка при конденсации фреона-12 в вертикальной трубке при удельных тепловых нагрузках $q=(7\div10{,}5)\cdot10^3$ Вт/м², свойственных конденсаторам холодильных машин, увеличивает α приблизительно в 3,7 раза по сравнению с полой трубкой [123]. При этом характер зависимости α от q удовлетворяет теоретическому уравнению Нуссельта.

ГЛАВА

IX

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ И УВЛАЖНИТЕЛЕЙ СУДОВЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ

Поскольку основные закономерности и расчетные формулы для теплопередачи в судовом оборудовании кондиционирования воздуха рассмотрены в предыдущей главе, здесь они приводиться не будут. В этой главе изложены принципы и методика расчета охладителей и нагревателей воздуха с ссылкой на соответствующие уравнения гл. VIII, а также подбор и расчет увлажнителей.

§ 37
К тепловому расчету охлвдителей и нагревателей воздуха

Основной целью теплового расчета охладителя или нагревателя воздуха при его проектировании является определение требуемой поверхности теплообмена для обеспечения заданной холодопроизводительности (тепловой нагрузки), компоновка этой поверхности и уточнение конечных параметров воздуха при заданных его параметрах на входе в воздухоохладитель (воздухонагреватель), а также определение температуры хладоносителя или кипения хладагента (если она не задана) для воздухоохладителя.

Тепловой расчет воздухоохладителя обычно не однократен, так как по его ходу требуются последовательные приближения и уточнения. Это объясняется тем, что достаточно точный расчет возможен для известной компоновки теплообменника, в то время как его компоновка, в свою очередь, может быть выполнена только на основе результатов теплового расчета.

Условия задания для расчета воздухоохладителя могут быть различными. Обычно заданными являются: начальное состояние

воздуха ($t_{в1}$, $\varphi_{в1}$; $I_{в1}$, $d_{в1}$), количество тепла Q_0 и влаги W_0, которые должны быть отведены в единицу времени от воздуха в воздухоохладителе, а также расход воздуха $G_в$ и его конечные параметры, определенные на основе расчета и построения процесса кондиционирования для принятой системы и технологической схемы обработки воздуха. Нередко в числе заданных величин бывает и температура хладоносителя или кипения хладагента.

Перед тем, как приступить к расчету воздухоохладителя или воздухонагревателя необходимо выбрать и обосновать тип ребристой поверхности и ее геометрические характеристики (если они не заданы), руководствуясь, например, сведениями и рекомендациями, приведенными в предыдущей главе.

Кроме того, нужно, приняв скорость воздуха во входном или узком сечении, определить площадь $f_в$ фронтального сечения воздухоохладителя (воздухонагревателя). Скорость набегающего потока воздуха (во входном сечении) для воздухоохладителей может быть принята $w_{в\,н}=1{,}5\div3$ м/с, а массовая скорость воздуха в узком сечении $w_в\gamma_в$ не должна быть больше 5—6 кг/(м²·с). Верхнее значение скорости ограничивается во избежание интенсивного выноса воздухом капелек влаги из воздухоохладителя с учетом того, что каплеуловители при больших скоростях воздуха работают не эффективно, а воздухоохладитель получается с большим числом рядов трубок по ходу воздуха и имеет большое аэродинамическое сопротивление.

При выборе $w_{в\,н}$ или $w_в\gamma_в$ следует учитывать еще одно обстоятельство. В автономных кондиционерах на выходе из ВО воздух далек от состояния насыщения, поэтому при выносе капельной влаги из ВО в каплеуловителе и других элементах по ходу воздуха может быть интенсивное испарение этой влаги. Здесь скорости воздуха в ВО должны быть небольшими, умеренными. В центральных кондиционерах доиспарение практически исключено, так как охлажденный воздух близок к состоянию насыщения. И если каплеуловитель или конструкция воздушного тракта обеспечивают сепарацию капельной влаги, допустимы ее вынос из ВО, а значит, и повышение скорости воздуха [$w_{в\,н}>3$ м/с, $w_в\gamma_в>6$ кг/(м²·с)].

Для воздухонагревателей допускаются более высокие скорости $w_{в\,н}=3\div6$ м/с, а для теплообменников воздухораспределителей типа ВРДК (доводочных) — до 1 м/с.

Скорости $w_{в\,н}$ и $w_в$ воздуха во фронтальном и узком сечениях связаны между собой известным соотношением

$$w_{в.\,н}=k_f w_в,$$

где коэффициент живого сечения (называемый также коэффициентом загромождения), представляющий собой отношение площади живого (свободного) сечения $f_ж$ к полной фронтальной площади $f_в$ теплообменника, определяется по формулам:

для сплошного пластинчатого оребрения круглых трубок

$$k_f=\frac{(S_1-d_н)(S_р-\delta_р)}{S_1\,S_р}; \qquad \text{(IX.1)}$$

для оребрения с зазорами по торцам ребер в свету

$$k_f = \frac{S_1 S_p - (d_н S_p + 2h_p \delta_p)}{S_1 S_p}. \qquad (IX.2)$$

Тогда площадь (м²) фронтального сечения (окна) воздухоохладителя (предварительно)

$$f'_в = \frac{G_в}{\gamma_{в_1} w_{в.н}}, \qquad (IX.3)$$

где плотность воздуха $\gamma_{в1}$ (кг/м³) находится по его начальным параметрам ($t_{в1}$, $d_{в1}$), а $G_в$ в кг/с.

Исходя из требующейся формы (соотношения ширины B и высоты H) окна, руководствуясь предполагаемыми конструкцией кондиционера и местом расположения воздухоохладителя (воздухонагревателя) с учетом существующих нормалей (например, для трубчато-пластинчатой поверхности, показанной на рис. 63, нормаль устанавливает ряд величин B равных длинам трубок l), принимается ширина B (м) окна воздухоохладителя, а значит, предварительно определяется и его высота $H' = f'_в/B$ м.

Определяют число трубок в ряду (например, для секций на рис. 63 с шахматным расположением трубок)

$$n'_1 \approx \frac{H'}{S_1},$$

которое округляют до целого n_1 (лучше до четного, чтобы удобнее было выполнять необходимые соединения трубок калачами).

Уточняют: высоту окна $H = (n_1 + 0{,}5)\, S_1$ м, его площадь $f_в = BH$ м², среднюю скорость воздуха $w_{в\,н}$, м/с, во фронтальном сечении по формуле (IX.3), а также скорость $w_в$ воздуха в узком сечении.

Размеры B и H, а также число трубок n_1 можно уточнять в ходе расчета, когда необходимо их согласовать с расходом, числом подводов и скоростью тепло-хладоносителя в трубках нагревателя или охладителя воздуха, а также при окончательной его компоновке.

Дальнейший ход расчета зависит от типа воздухоохладителя (воздухонагревателя) и условий задания. Поэтому ниже рассматриваются несколько практических случаев расчета. Однако здесь следует отметить особенности работы воздухоохладителей отдельных типов и некоторые соображения по определению скорости воздуха, температуры кипения хладагента, температуры, степени подогрева и скорости хладоносителя (воды, рассола) в воздухоохладителе.

Центральные кондиционеры обслуживаются относительно крупными холодильными машинами, имеющими регенеративные теплообменники, поэтому их воздухоохладители непосредственного испарения (обычно на фреоне-12) работают без перегрева или с очень малым (на 2—3° С) перегревом паров фреона. На выходе из таких воздухоохладителей целесообразно предусматри-

вать. степень сухости пара фреона $x_2=0{,}8$—$0{,}9$ или в крайнем случае $x_2=1$ (см. § 35).

В воздухоохладителях судовых центральных кондиционеров снижение температуры кипения фреона-12 вследствие гидравлических сопротивлений Δp_0 в трубках обычно составляет $\Delta t_0=2\div5°$ С. Поэтому подвод фреона в них целесообразно осуществлять прямотоком по отношению к направлению движения воздуха, чтобы обеспечить температурный противоток. Однако величину Δt_0 можно оценить только после расчета и компоновки воздухоохладителя и определения Δp_0. В первом приближении расчет можно выполнять в предположении постоянства температуры кипения t_0.

Часто при проектировании судовых кондиционеров температуру t_0 принимают равной 5° С без достаточных обоснований для различных температур $t_{в2}$ воздуха на выходе из кондиционера.

В Отраслевой научно-исследовательской лаборатории кондиционирования воздуха и рефрижерации на судах (ОНИЛКВ) Николаевского кораблестроительного института совместно с проектантом кондиционеров путем вариантных расчетов на ЭЦВМ были определены оптимальные режимы работы фреоновых и рассольных воздухоохладителей [66, 69, 77]: температура t_0 кипения фреона-12 и рассола на входе в ВО t_{w1}, степень его подогрева $\Delta t_w=t_{w2}-t_{w1}$, скорость $w_{в.н}$ набегающего потока воздуха (во фронтальном сечении ВО) судовых центральных кондиционеров. Оптимальность этих величин определялась по минимуму суммарных годовых расходов, учитывающих первоначальные и эксплуатационные затраты на систему, кондиционер и холодильную машину в целом. Оптимальным t_0, t_{w1}, Δt_w и $w_{в.н}$ практически соответствуют и наименьшие суммарные масса, габаритный объем установки кондиционирования воздуха и потребляемая ею мощность.

На основании результатов этих расчетов для судовых центральных кондиционеров могут быть рекомендованы оптимальные скорость $w_{в.н}=2$—3 м/с (лучше $w_{в.н}=2$ м/с, расчеты проводились в диапазоне $w_{в.н}=1\div7$ м/с) и перепад температур воздуха на выходе из воздухоохладителя и кипения $\theta_{02}=t_{в2}-t_0\approx3\div4°$ С. Следовательно, средняя температура $t_н$ наружной поверхности воздухоохладителя при $w_{в.н}\approx2\div3$ м/с должна лежать в интервале 3—4° С между $t_{в2}$ и t_0, что практически достижимо при реальных тепловых нагрузках и большом числе n_2 рядов трубок по ходу воздуха в воздухоохладителях судовых центральных кондиционеров (например, для кондиционеров типов «Экватор» и «Бриз» $n_2=20$).

В судовых автономных кондиционерах фреоновые (Ф-22) холодильные машины работают без регенеративных теплообменников, поэтому в их испарителях — воздухоохладителях предусматривается перегрев паров фреона-22 на 10—15° С и осуществляется как физический (гидравлический), так и температурный противоток фреона и воздуха, хотя Δt_0 вследствие потери давле-

ния фреона Δp_0 и составляет 0,5—3° С. Температура t_0 кипения в таких воздухоохладителях, имеющих число рядов трубок по глубине $n_2=4\div8$, обычно на 13—17° С ниже относительно высокой температуры $t_{в2}$ воздуха на выходе, а $t_н=t_0+(5\div7)$° С.

Рассольные воздухоохладители должны работать по противотоку. Оптимальная температура рассола на входе в воздухоохладитель центрального кондиционера (на основе упомянутых выше расчетов) [1] $t_{w1}\approx t_{в2}-(4\div5)$° С, а больший подогрев рассола в воздухоохладителе $\Delta t_w=t_{w2}-t_{w1}$ соответствует лучшим экономическим показателям установки в целом. Поэтому предпочтительно принимать $\Delta t_w=6\div8$° С (исследовался диапазон $\Delta t_w=2\div10$° С). Однако, поскольку зависимость показателей установки от Δt_w слабая, можно принимать и $\Delta t_w<6$° С. При этом оптимальные скорости воздуха $w_{в.н}$, как и для воздухоохладителей непосредственного испарения, близки к 2—3 м/с, а оптимальная скорость рассола (исследовался диапазон $w_w\approx0{,}5\div3{,}0$ м/с) составляет $w_w\approx1\div2$ м/с (при $w_w>2$ м/с может значительно увеличиться износ трубок).

Следует, однако, иметь в виду, что с точки зрения компактности воздухоохладителя (без учета системы воздухопроводов, кондиционера и холодильной машины в целом), как показывают расчеты фреоновых и рассольных воздухоохладителей центральных кондиционеров, следует принимать t_0 и t_{w1} на 6—7° С ниже $t_{в2}$. При большей разности этих температур практически существенного выигрыша в поверхности теплообмена, массе воздухоохладителя, а также n_2 и аэродинамическом сопротивлении не получается, а при разности меньше 3—5° С наблюдается относительно резкое увеличение этих характеристик воздухоохладителя. При скоростях $w_{в.н}>3$ м/с резко возрастает аэродинамическое сопротивление ВО.

§ 38
Тепловой расчет воздухоохладителей непосредственного испарения

Воздухоохладители центральных кондиционеров (без зоны перегрева паров фреона). Рассмотрим порядок теплового расчета этих воздухоохладителей. Заданы начальные параметры воздуха и конечная его температура $t_{в2}$; $G_в$ (кг/с); Q_0 (кВт); W_0 (кг/ч). Требуется определить поверхность теплообмена $F_н$, ее среднюю температуру $t_н$ и температуру t_0 кипения фреона, скомпоновать воздухоохладитель и уточнить Q_0, W_0 и $t_{в2}$.

На основе рекомендаций § 37 принимают и определяют $w_{в.н}$ (или $w_в\gamma_в$), $f_в$, B, H и n_1.

Определяют энтальпию воздуха на выходе из охладителя (кДж/кг)

$$I_{в2}=I_{в1}-\frac{Q_0}{G_в}. \qquad (IX.4)$$

[1] Зависимости t_0 и t_{w1} от $w_{в\,н}$ приведены в работе [77].

На диаграмме dI влажного воздуха в месте пересечения изоэнтальпы $I_{в2}$ и изотермы $t_{в2}$ находят точку 2, характеризующую конечное состояние воздуха, по которой определяют его параметры: $\varphi_{в2}$, $d_{в2}$, $\gamma_{в2}$. Через точки начального и конечного состояний воздуха проводят луч[1] процесса ($\varepsilon_н = Q_0/W_0$) до пересечения с линией насыщения $\varphi = 100\%$. В точке пересечения находят среднюю температуру $t_н$ наружной поверхности воздухоохладителя и энтальпию $I_н''$ насыщенного воздуха, а по формуле (VIII.54) подсчитывают коэффициент влаговыпадения $\xi_н$.

По средней температуре воздуха $t_{в\,ср} = 0{,}5\,(t_{в1} + t_{в2})$ определяют его физические константы, а по данным и рекомендациям § 33, в зависимости от типа и характеристик принятой поверхности теплообмена (если необходимо, предварительно задаются величиной $L/d_э$),— значения величин $\alpha_н$ и $\alpha_м$.

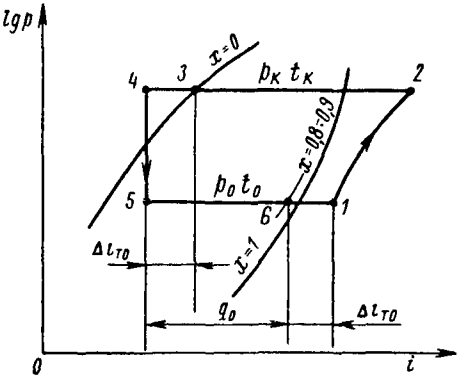


Рис. 119. Регенеративный цикл фреоновой холодильной машины, обслуживающей центральный кондиционер.

По формуле (VIII.22) находят величину температурного перепада $\theta_н$, а затем определяют требуемую поверхность теплообмена (м²)

$$F_н = \frac{10^3 Q_0}{\alpha_н \xi_н \theta_н}. \qquad \text{(IX.5)}$$

На основе данных § 32 определяют коэффициенты эффективности ребра $E_р$ и ребристой поверхности $E_н$. Находят удельную тепловую нагрузку на внутреннюю поверхность воздухоохладителя (Вт/м²)

$$q_{F_а} = \beta q_{F_н} = \beta \alpha_н \xi_н \theta_н. \qquad \text{(IX.6)}$$

Предварительно принимают температуру t_0 кипения фреона по рекомендациям § 37 (при этом нужно, чтобы t_0 была меньше $t_н$), или как $t_0 \approx t_н - (1 \div 3)°\text{C}$ с последующим, в конце расчета, уточнением по формулам (VIII.28) или (VIII.36). Оценивают температуру конденсации фреона в конденсаторе холодильной машины $t_к = t_{з\,в} + (6 \div 12)°\text{C}$ и строят ее цикл, например, в диаграмме $i \lg p$ (рис. 119). При этом температуру паров, всасываемых компрессором, принимают $t_1 \approx t_0 + (10 \div 15)°\text{C}$, а температуру жидкого фреона на выходе из конденсатора $t_з \approx t_к - (1 \div 3)°\text{C}$. Точку 4 находят по величине энтальпии $i_4 = i_з - \Delta i_{т0} = i_з - (i_1 - i_6)$ кДж/кг.

[1] Возможно пересечение луча с линией насыщения и до точки 2 (см. § 30). Тогда его нужно проводить из точки 1 в точку на линии насыщения с температурой $t_н$, ориентировочно оцененной по рекомендациям § 37

Определяют расход фреона (кг/с) через воздухоохладитель

$$G_0 = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{Q_0}{i_6 - i_5}. \qquad \text{(IX.7)}$$

В зависимости от q_{Fa} по формулам (VIII.97) — (VIII.99) определяют оптимальную массовую скорость фреона в трубках воздухоохладителя ($w_a\gamma_a$), а по формуле

$$G_a = 0{,}785 d_{вн}^2 w_a \gamma_a \qquad \text{(IX.8)}$$

— расход фреона через трубку G_a. Затем предварительно находят число подводов фреона в воздухоохладитель $z' = G_0/G_a$, которое округляют до ближайшего из чисел: $z = n_1$, либо $z = 0{,}5\,n_1$, либо $z = 2n_1$, чтобы обеспечить конструктивно удобные соединения трубок, начиная с распределителя жидкого фреона и кончая коллектором отсоса паров фреона из воздухоохладителя. Уточняют величину расхода $G_a = G_0/z$, при этом необходимо определить новое, соответствующее величине G_a значение массовой скорости фреона $w_a\gamma_a$ по формуле (IX.8) и проверить, находится ли оно в пределах оптимальных скоростей (см. § 35). В противном случае (если $w_a\gamma_a$ далека от оптимальной) потребуется уточнение (изменение) z за счет усложнения соединений трубок, либо изменение n_1 (и соответственно H и B при той же величине $f_в$ или даже при изменении $f_в$, а значит, и $w_{в\,н}$; в последнем случае потребуется пересчет $\alpha_н$ и уточнение последующих величин).

Далее по формулам (VIII.93) или (VIII.94), либо по номограмме на рис. 113 (если предварительно задаться длиной l трубок) находят коэффициент теплоотдачи α_a от трубок к кипящему фреону.

Затем определяют полный температурный напор θ по формуле (VIII.19) и коэффициент теплопередачи $k_н$ по формуле (VIII.17). Тогда из уравнения (VIII.18) найдется требуемая поверхность теплообмена $F_н$ (м²), которая не должна существенно отличаться от определенной ранее по формуле (IX.5), причем в дальнейший расчет принимают большую величину $F_н$.

Проверяют величину $t_н$ по формуле (VIII.27). Если она существенно (более чем на 0,5—1,0° С в зависимости от разности $t_{в2} - t_0$) отличается от определенной в начале расчета $t_н$, то весь расчет повторяют. При этом принимают последнее значение $t_н$, а величину t_0 уточняют по формуле (VIII.28). Однако допустить иное значение $t_н$, отличное от определенного при построении процесса охлаждения в диаграмме dI можно лишь в том случае, когда конечная часть луча процесса практически совпадает с линией насыщения $\varphi = 1$, что и бывает в воздухоохладителях судовых центральных кондиционеров при $\xi_н \geqslant 2{,}0$. В этом случае можно получить воздух одного и того же состояния ($t_{в2}$, $d_{в2}$) при различных значениях $t_н$ и соответствующих им величинах $F_н$ и t_0.

Иное значение $t_н$ возможно и в том случае, когда при заданной $t_{в2}$ допускается несколько отличное от ранее получавшегося значение $d_{в2}$, что приведет к изменению Q_0 и W_0. Для систем комфорт-

ного кондиционирования это в определенных пределах приемлемо. Если же заданные конечные параметры воздуха ($t_{в2}$, $d_{в2}$) должны быть строго выдержаны, а луч процесса охлаждения в воздухоохладителе крутой ($\xi_н<2$), то необходимо обеспечить полученную по построению величину $t_н$. Это возможно при другой, может быть, и не оптимальной с точки зрения экономичности установки в целом, температуре кипения t_0, величину которой следует определить по формулам (VIII.28) или (VIII.26) и принятом значении $t_н$, а затем заново подсчитать $\alpha_а$, $k_н$, θ и $F_н$.

Зная или подсчитав поверхность теплообмена одного ряда трубок $F_{н1}=\pi d_н B n_1 \beta'$ (β' — коэффициент оребрения), находят число рядов трубок по ходу воздуха

$$n_2' = \frac{F_н}{F_{н1}}, \qquad (IX.9)$$

которое округляют до целого или лучше (при $z=n_1$) четного, либо (при $z=2n_1$) кратного четырем числа n_2, так как в этом случае (при четном или кратном n_2) распределитель жидкости и паровой коллектор располагаются с одной стороны воздухоохладителя, что, естественно, удобно.

Затем уточняют:

полную поверхность теплообмена (м^2)

$$F_н = \pi d_н B n_1 n_2 \beta'; \qquad (IX.10)$$

температуру t_0 кипения по формулам (VIII.28) или (VIII.26); среднюю температуру поверхности $t_н$ по формуле (VIII.27); величину $\xi_н$ по формуле (VIII.54);

температурный перепад θ по формуле (VIII.19);

холодопроизводительность Q_0 по формуле (VIII.18);

энтальпию воздуха на выходе из воздухоохладителя по формуле (IX.4) и его температуру

$$t_{в2} = t_{в1} - \frac{Q_0}{c_{вл} G_в \xi_н}; \qquad (IX.11)$$

осушающую способность воздухоохладителя W_0 (кг/ч) по формуле (VIII.55) или как

$$W_0 = 3{,}6 G_в (d_{в1} - d_{в2}); \qquad (IX.12)$$

удельные тепловые нагрузки (Вт/м^2)

$$q_{F_н} = 10^3 \frac{Q_0}{F_н}; \qquad (IX.13)$$

$$q_{F_а} = 10^3 \frac{Q_0}{F_н} \cdot \beta. \qquad (IX.14)$$

Если при определении $\alpha_н$ предварительно задавались отношением $L/d_э$, то следует его проверить, определив $L=S_2 n_2$ и $d_э$ — по формуле (VIII.59). Если расхождение существенно, необходимо заново определить $\alpha_н$ и повторить тепловой расчет воздухоохладителя.

Определяют общую длину трубки (м) одного хода фреона в испарителе

$$l = (B + 2\delta_{\text{тр. д}}) \cdot \frac{n_1}{Z} n_2 + l_{\text{к}} n_{\text{к}}, \qquad \text{(IX.15)}$$

где $\delta_{\text{тр.д}}$ — толщина трубной доски, м;

$l_{\text{к}}$ — длина одного калача, м;

$n_{\text{к}}$ — количество калачей, соединяющих трубки одного хода фреона.

По формуле (VIII.96) определяют величину Δp_0 потери давления фреона в трубках воздухоохладителя, по которой оценивают снижение температуры кипения Δt_0. Если $\Delta t_0 \leqslant (2 \div 3)^\circ$ С, воздухоохладитель можно не пересчитывать, приняв за температуру кипения температуру фреона на выходе из воздухоохладителя $t'_0 \approx t_0 - 0{,}5\Delta t_0$, ° С, по которой найдется соответствующее давление p_0, а затем и давление всасывания компрессора. При больших значениях Δt_0 воздухоохладитель целесообразно пересчитать, принимая в расчет полный перепад температур (при работе воздухоохладителя по схеме гидравлического прямотока, т. е. по температурному противотоку), определенный в этом случае по формуле (VIII.34), где вместо t_0 нужно подставлять $t''_0 = t_0 - \Delta t_0$.

Если в расчете воздухоохладителя учитывается Δt_0, то для проверки $t_{\text{н}}$ и t_0 используются формулы (VIII.27), (VIII.35), (VIII.36), (VIII.37).

Воздухоохладители автономных кондиционеров (с зоной перегрева паров фреона). Рассмотрим порядок теплового расчета воздухоохладителей автономных кондиционеров. Заданы: начальные параметры воздуха, полная тепловая нагрузка воздухоохладителя Q_0, кВт; расход воздуха $G_{\text{в}}$, кг/с (если вместо $G_{\text{в}}$ задана температура $t_{\text{в2}}$ воздуха на выходе из воздухоохладителя, то $G_{\text{в}}$ определится после построения в диаграмме *dI* процесса охлаждения); температура t_0 кипения; температура t_1 перегретых паров фреона на выходе из воздухоохладителя (когда t_0 определяется расчетом, заданной является степень перегрева паров $\Delta t_{\text{пер}} = t_1 - t_0$).

Требуется определить общую поверхность теплообмена $F_{\text{н}}$, ее среднюю температуру $t_{\text{н}}$ и скомпоновать воздухоохладитель, обеспечив все заданные и расчетные параметры.

Принимают с последующим уточнением температуру поверхности $t_{\text{н}} \approx t_0 + (4 \div 8)^\circ$ С, если она не была известна по построению процессов. В автономных кондиционерах в отличие от центральных $t_{\text{в2}}$ относительно высока (около и выше 20° С). Температуру кипения t_0 обычно принимают (задают) равной 5° С (при меньшей t_0, хотя и получается компактный воздухоохладитель, увеличиваются потребляемая мощность компрессора, тепловая нагрузка и габарит конденсатора и возникает опасность инееобразования в воздухоохладителе; при большей t_0 увеличивается габарит воздухоохладителя и может возникнуть неблагоприятный режим работы холодильной машины, ее дроссельного органа вследствие

малой разности давлений конденсации и кипения). Поэтому при большой разности температур $t_{в2} - t_0$ принимают и температуру $t_н$ намного выше t_0. Принятие температуры $t_0 = 5°$ С в автономных кондиционерах нельзя считать достаточно обоснованным; она,

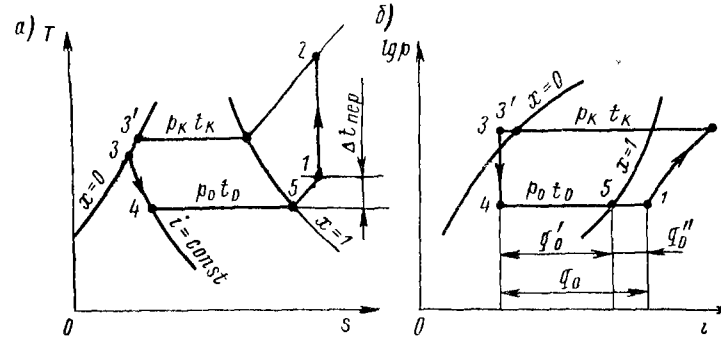


Рис. 120. Цикл холодильной машины автономного кондиционера в $ST(а)$ и $il_{др}(б)$ координатах.

вероятно, может быть выше. Для определения оптимальных температур t_0 требуются специальные исследования, аналогичные проведенным для центральных кондиционеров, но с учетом анализа режимов работы холодильной машины автономного кондиционера при повышенных температурах кипения.

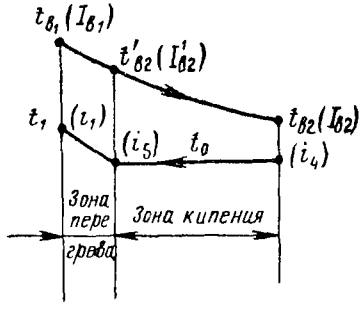


Рис. 121. Схема изменения температур в противоточном воздухоохладителе непосредственного испарения с перегревом паров фреона.

По величине предварительно принятой $t_н$ находят точку на линии насыщения в диаграмме dI влажного воздуха, которую соединяют прямой с точкой *1*, характеризующей начальное состояние воздуха, и определяют энтальпию $I_н''$ и влагосодержание $d_н''$ насыщенного воздуха у поверхности теплообмена. Затем по формуле (VIII.54) вычисляют $\xi_н$, а по формуле (IX.4) — энтальпию воздуха $I_{в2}$. В точке *2* пересечения изоэнтальпы $I_{в2}$ с лучом процесса охлаждения находят температуру $t_{в2}$ и остальные параметры воздуха на выходе из охладителя. В случае, когда $t_{в2}$ задана, на пересечении изотермы $t_{в2}$ с лучом процесса находят $I_{в2}$, а по формуле (IX.4) определяют расход $G_в$.

Как это делалось при расчете воздухоохладителя центрального кондиционера, принимают и определяют $w_{в.н}$ (или $w_в\gamma_в$), $f_в$, B, H и n_1, а затем вычисляют $\alpha_н$ и $\alpha_м$, учитывая, что $L/d_э$ для этих воздухоохладителей будет меньше, чем для ВО центральных кон-

дицонеров, так как для них обычно $n_2=4$ (и не больше 8), в то время как для ВО центральных кондиционеров $n_2=12\div24$.

Дальнейший расчет воздухоохладителя ведется по зонам: кипения и перегрева паров фреона. Для этого строят цикл холодильной машины (рис. 120) и изображают схему изменения температур воздуха и фреона в воздухоохладителе (рис. 121). При этом температура переохлажденного жидкого фреона $t_3\approx t_к-5$. На рис. 120 показан цикл без учета изменения температуры кипения t_0 вследствие гидравлических сопротивлений в воздухоохладителе (то же и на рис. 121), дросселирования и подогрева паров фреона во всасывающем тракте герметичного компрессора (при расчете воздухоохладителя последнее делать не требуется). С диаграммы снимают значения энтальпий i_1, i_5, i_4 фреона в точках *1, 5, 4* соответственно на выходе из ВО i_1 и зоны кипения i_5, на входе в воздухоохладитель i_4 и определяют количество тепла (кДж/кг), поглощаемого 1 кг фреона:

в зоне кипения

$$q_0'=i_5-i_4; \tag{IX.16}$$

в зоне перегрева

$$q_0''=i_1-i_5; \tag{IX.17}$$

в воздухоохладителе в целом

$$q_0=q_0'+q_0''=i_1-i_4. \tag{IX.18}$$

Затем определяют:

количество фреона (кг/с), циркулирующего через воздухоохладитель,

$$G_0=\frac{Q_0}{q_0};$$

количество тепла (кВт), воспринимаемого фреоном от воздуха в зоне кипения,

$$Q_0'=G_0\cdot q_0' \tag{IX.19}$$

и в зоне перегрева

$$Q_0''=Q_0-Q_0'=G_0\cdot q_0''; \tag{IX.20}$$

энтальпию воздуха (кДж/кг) в конце зоны кипения (по ходу фреона)

$$I_{в2}'=I_{в2}+\Delta I=I_{в2}+\frac{Q_0'}{G_в}. \tag{IX.21}$$

В точке пересечения изоэнтальпы $I_{в2}'$ с линией процесса охлаждения воздуха в диаграмме dI находят температуру $t_{в2}'$ воздуха в конце зоны кипения и определяют среднюю температуру воздуха в зоне кипения $t_{в.ср}'=0{,}5\,(t_{в2}+t_{в2}')^\circ$ С.

Далее вычисляют удельные тепловые потоки (Вт/м²)

$$q_{F_н} = \alpha_м \frac{t'_{в2} - t_{в2}}{2{,}3 \lg \dfrac{t'_{в2} - t_0}{t_{в2} - t_0}}; \qquad \text{(IX.22)}$$

$$q_{F_a} = q_{F_н} \cdot \beta' \frac{d_н}{d_{вн}}. \qquad \text{(IX.23)}$$

В зависимости от величины q_{Fa} по формуле (VIII.98), так как обычно в автономных кондиционерах применяется фреон-22, определяют оптимальную массовую скорость фреона в трубках воздухоохладителя ($w_a\gamma_a$), а по формуле (IX.8) — расход G_a (кг/с) фреона через трубку. Затем находят требуемое число подводов фреона $z' = G_0/G_a$, которое может быть также определено и по формуле

$$z' = \frac{4G_0 \cdot v_1}{w_1 \pi d^2_{вн}}, \qquad \text{(IX.24)}$$

где w_1 и v_1 — скорость (м/с) и удельный объем (м³/кг) паров фреона на выходе из трубок воздухоохладителя.

Средним значениям оптимальных массовых скоростей фреона-12 и -22 при $t_0 \approx 5°$ С и выходе из трубок сухого или перегретого пара соответствуют скорости паров фреона $w_1 = 6 \div 8$ м/с, вполне обеспечивающие возврат масла из испарителя в компрессор. Величину удельного объема v_1 находят из диаграммы или таблиц свойств фреонов по заданным p_0 и t_1 (точка *1* на рис. 120).

Величину z' округляют до приемлемого по конструктивным соображениям и соответствующего пределам оптимальных значений $w_a\gamma_a$ или w_1 количества подводов z. После этого уточняют величины $G_a = G_0/z$, $w_a\gamma_a$ и w_1 по формулам (IX.8) и (IX.24) и определяют коэффициент теплоотдачи к фреону в зоне кипения по данным § 35. Затем по формуле (VIII.17) находят коэффициент теплопередачи в зоне кипения $k'_н$. Определяют среднелогарифмический перепад температур (°С) между воздухом и кипящим фреоном

$$\theta' = \frac{t'_{в2} - t_{в2}}{2{,}3 \lg \dfrac{t'_{в2} - t_0}{t_{в2} - t_0}}, \qquad \text{(IX.25)}$$

при этом температуру t_0 кипения считают неизменной (в воздухоохладителях судовых автономных кондиционеров, работающих на фреоне-22, падение температуры кипения вследствие гидравлических сопротивлений обычно составляет $\Delta t_0 = 0{,}5 \div 3{,}0°$ С).

Определяют наружную поверхность (м²) зоны кипения воздухоохладителя

$$F'_н = \frac{10^3 Q'_0}{k'_н \theta'}. \qquad \text{(IX.26)}$$

Проверяют среднюю температуру (°С) наружной поверхности воздухоохладителя по формуле (VIII.27) или по уравнению [1]

$$t_н = \frac{10^3 \cdot G_в \left(I'_{в2} - I''_н\right)(1 - e^{-A}) + Б\left[t'_{в2}(1 - E_р) + t_0 E_р\right]}{Б}, \quad \text{(IX.27)}$$

справедливому при небольшом числе рядов трубок по ходу воздуха, что и бывает в воздухоохладителях автономных кондиционеров. В уравнении (IX.27) A и $Б$ — коэффициенты, определяемые по формулам

$$A = \frac{\alpha_н \cdot F'_н}{10^3 \cdot G_в \cdot c_{вл}}, \quad \text{(IX.28)}$$

$$Б = \frac{\alpha'_а \cdot F'_н}{E_р \cdot \beta} \text{ Вт/К}. \quad \text{(IX.29)}$$

Строго говоря, определенная по уравнению (IX.27) $t_н$ является средней температурой наружной поверхности зоны кипения. Однако, поскольку величина Q_0'' тепловой нагрузки зоны перегрева обычно составляет не более 4—5% от общей нагрузки Q_0, то поверхность зоны перегрева $F_н''$ тоже незначительна по сравнению с общей поверхностью $F_н$ воздухоохладителя (обычно не более 10%) и эту $t_н$ можно считать средней температурой всей поверхности теплообмена. Если расхождение вычисленной по уравнению (IX.27) величины $t_н$ с ранее принятой средней температурой наружной поверхности небольшое (практически до 1°С, но в каждом конкретном случае это расхождение надо сопоставлять с величиной разности температур $t_{в2} - t_0$, зависящей от глубины охлаждения воздуха, а значит, от развития поверхности воздухоохладителя по ходу воздуха), расчет достаточно точен. В противном случае его необходимо повторить, приняв новое, вычисленное по формулам (VIII.27) или (IX.27), значение $t_н$.

Затем находят среднюю температуру перегретых паров фреона в воздухоохладителе $t_{ср} = 0{,}5\,(t_0 + t_1)$, по которой из таблиц определяют значения их физических параметров: λ, $c_р$, μ, γ, v.

Средняя скорость (м/с) перегретых паров фреона в трубке

$$w_{ср} = \frac{4 G_а v}{\pi d_{вн}^2} \quad \text{(IX.30)}$$

(практически можно принимать $w_{ср} = w_1$, если величина w_1 ранее в расчете была принята или определена). По формуле (VIII.74) с учетом уравнения (VIII.75) определяют коэффициент теплоотдачи $\alpha_а''$ от стенки трубки к перегретым парам фреона, а по формуле (VIII.17) коэффициент теплопередачи $k_н''$ в зоне перегрева паров фреона.

Далее определяют:

---

[1] Предложено Д. А. Кузнецовым и Л. Д. Кротт на основе работы [31].

температурный напор (°С) в зоне перегрева

$$\theta'' = \frac{(t_{в1} - t_1) - (t'_{в2} - t_0)}{2{,}3 \lg \dfrac{t_{в1} - t_1}{t'_{в2} - t_0}}, \qquad \text{(IX.31)}$$

где t_1 — температура паров фреона на выходе из воздухоохладителя, °С;

наружную поверхность (м²) зоны перегрева

$$F''_н = \frac{10^3 Q''_0}{k''_н \theta''}; \qquad \text{(IX.32)}$$

полную наружную поверхность (м²) воздухоохладителя

$$F_н = F'_н + F''_н; \qquad \text{(IX.33)}$$

число рядов трубок по глубине воздухоохладителя

$$n'_2 = \frac{F_н}{\pi d_н B n_1 \beta'}, \qquad \text{(IX.34)}$$

которое округляют до большего целого четного или нечетного числа n_2 в зависимости от получающейся компоновки воздухоохладителя.

Затем уточняют величины: $F_н = \pi d_н B n_1 n_2 \beta'$, м²; $q_{F_н} = \dfrac{10^3 Q_0}{F_н}$ Вт/м²; $q_{F_а} = q_{F_н} \beta' \dfrac{d_н}{d_{вн}}$ Вт/м²; определяют количество влаги (кг/ч), отведенной от воздуха в воздухоохладителе,

$$W_0 = 3{,}6 G_в (d_{в1} - d_{в2}).$$

Далее по формуле (IX.15) определяют общую длину l трубки одного хода фреона, а по формуле (VIII.96) — величину Δp_0 гидравлического сопротивления, по которой оценивают снижение температуры кипения Δt_0. Обычно, как отмечалось выше, $\Delta t_0 = 0{,}5 \div 3{,}0$° С.

§ 39
Тепловой расчет воздухоохладителей с промежуточным хладоносителем

Промежуточным хладоносителем является рассол или вода (в дальнейшем для краткости будем его называть рассолом). Температура рассола в воздухоохладителе может существенно изменяться в зависимости от его расхода и тепловой нагрузки на охладитель.

Рассмотрим порядок теплового расчета рассольного воздухоохладителя. Задано: начальные и конечные параметры воздуха и его расход $G_в$ (кг/с), а значит и Q_0 (кВт) и W_0 (кг/ч). Необходимо определить требуемую поверхность $F_н$ теплообмена воздухоохладителя и ее среднюю температуру $t_н$, уточнить конечные параметры

воздуха, тепловую и влажностную нагрузку воздухоохладителя Q_0 и W_0 и скомпоновать его.

На основе рекомендаций § 37 принимают и определяют $w_{в\,н}$ ($\omega_в\gamma_в$), $f_в$, B, H, n_1, а также температуру t_{w1} рассола на входе в воздухоохладитель (если она не задана).

В диаграмме dI влажного воздуха через точки *1* и *2* начального и конечного состояния воздуха строят луч процесса охлаждения, на пересечении луча с линией насыщения $\varphi=1$ снимают значение средней температуры поверхности $t_н$ и энтальпии $I_н''$ насыщенного воздуха около этой поверхности. Определяют $\xi_н$ по формуле (VIII.54).

Далее, решая совместно уравнения для расхода рассола (кг/с)

$$G_w=\frac{Q_0}{c_w\Delta t_w} \qquad \text{(IX.35)}$$

и

$$G_w=0{,}785d_{вн}^2w_w\gamma_w z, \qquad \text{(IX.36)}$$

определяют число z трубок воздухоохладителя, в которые подводится рассол (обычно $z=n_1$ или $z=2n_1$). При этом рекомендуемые значения скорости рассола $w_w=0{,}5\div3{,}0$ м/с, а значения подогрева рассола в воздухоохладителе $\Delta t_w=t_{w2}-t_{w1}=2\div10°$ С (в соответствии с рекомендациями § 37 верхние пределы $\Delta t'_w=6\div8°$ С и $w_w=1{,}5\div2{,}0$ м/с для центральных кондиционеров предпочтительны). В формулах (IX.35) и (IX.36) c_w и γ_w — соответственно теплоемкость, кДж/(кг·К), и плотность, кг/м^3, рассола при его средней температуре $t_{w.ср}=0{,}5\,(t_{w1}+t_{w2})$.

Водяные теплообменники доводочных воздухораспределителей обычно имеют два (редко четыре) ряда трубок по ходу воздуха. При этом вода подводится в две верхние трубки обоих рядов, т. е. $z=2$, затем переходит в следующие две ниже расположенные и т. д. Таким образом, здесь наблюдается однократный (по отношению к направлению движения воздуха) перекрестный ток воды и воздуха.

Для этих теплообменников целесообразно, приняв $z=2$ и скорость воды в трубке, определить ее расход G_w по формуле (IX.36). Тогда из формулы (IX.35) найдется степень подогрева Δt_w. Средняя температура воды в теплообменниках ВРДК, очевидно, должна быть на несколько градусов ниже средней температуры поверхности $t_н$, найденной на пересечении луча процесса с линией насыщения $\varphi=1$, т. е. $t_{wср}=t_н-(2\div6)°$ С. Тогда $t^{w1}=t_{wср}-0{,}5\Delta t_w$ и $t_{w2}=t_{wср}+0{,}5\Delta t_w$.

Определив при средней температуре воздуха $t_{в.ср}=0{,}5\,(t_{в1}+t_{в2})$ его физические константы, по данным и рекомендациям § 33, в соответствии с типом и характеристиками выбранной поверхности теплообмена, находят значения коэффициентов теплоотдачи от воздуха к поверхности $\alpha_н$ и $\alpha_м$.

По данным § 34 определяют коэффициент теплоотдачи от трубки к рассолу α_w. Далее, определив по рекомендациям § 32

величину коэффициента эффективности оребрения $E_н$, по формуле (VIII.17) вычисляют коэффициент теплопередачи $k_н$, принимая при этом $\delta_з/\lambda_з = 5 \cdot 10^{-4} \div 5 \cdot 10^{-5}$, т. е. считая, что с внутренней стороны трубки покрываются отложениями (особенно при питании ВО морской водой) $\delta_з = 0{,}1 \div 0{,}5$ мм и $\lambda_з = 1 \div 2$ Вт/(м·К).

По формуле (VIII.20) находят величину полного температурного напора θ, а по формуле (VIII.18) — требуемую поверхность теплообменника $F_п'$.

Затем, определив температуры $t_{п1}$ и $t_{н2}$ поверхности на входе воздуха в воздухоохладитель и на выходе из него по формулам (VIII.50) и (VIII.51), находят температурный напор (° С)

$$\theta_н = \frac{(t_{в1} - t_{н1}) - (t_{в2} - t_{н2})}{2{,}3 \lg \dfrac{t_{в1} - t_{н1}}{t_{в2} - t_{н2}}} \qquad \text{(IX.37)}$$

и требуемую поверхность теплообмена $F_п''$ из формулы (VIII.21) [для теплообменника доводочного воздухораспределителя $\theta_н$ определяется по формуле (VIII.22) по величине $t_п$]. Если $F_п'$ и $F_н''$ отличаются одна от другой несущественно, то в дальнейший расчет принимается бóльшая из них. При существенном расхождении необходимо изменить либо $t_н$, либо t_{w1} и повторить расчет заново.

Если расчет правилен и отличие $F_п'$ и $F_н''$ небольшое, уточняют необходимую температуру рассола t_{w1} по формуле (VIII.29). При этом для теплообменника воздухораспределителя величину D подсчитывают по формуле (VIII.31) и умножают на поправочный множитель ψ для температурного напора, определяемый для перекрестного тока в соответствии с известными рекомендациями.

Если найденная величина t_{w1} существенно отличается от ранее принятой в расчет, последний повторяют при новом значении t_{w1}. Если же нельзя менять t_{w1}, то надо пересчитать $t_н$ по формуле (VIII.27).

Определяют число рядов трубок воздухоохладителя по глубине $n_2' = \dfrac{F_н}{\pi d_н B n_1 \beta'}$, которое округляют до большего четного или нечетного числа n_2, в зависимости от требований компоновки воздухоохладителя (числа z, расположения коллекторов и т. п.). Подсчитывают окончательно принятую поверхность $F_н = \pi d_н B n_1 n_2 \beta'$ м^2, и уточняют:

полный теплосъем воздухоохладителя (кВт)

$$Q_0 = \frac{(t_{в1} - t_{w1})}{\dfrac{A}{A-1} \cdot \dfrac{E_н}{c_{вл} G_в \xi_н} + \dfrac{1}{2 c_w G_w} + \dfrac{d_н \beta' \cdot 10^3}{\alpha_w F_н d_{вн}}}, \qquad \text{(IX.38)}$$

где

$$A = e^{\frac{\alpha_н F_н}{10^3 c_{вл} G_в}};$$

температуру воздуха на выходе (° С)

$$t_{в2} = t_{в1} - \frac{Q_0}{c_{вл} G_в \xi_н};$$

температуру воды на выходе (° С)

$$t_{w2} = t_{w1} + \frac{Q_0}{c_w G_w}; \qquad \text{(IX.35а)}$$

среднюю температуру поверхности $t_н$ — по формуле (VIII.27), при этом для перекрестноточного теплообменника ВРДК величину C, найденную по формуле (VIII.30), нужно поделить на поправочный множитель ψ.

В последнее время, как отмечалось выше, исследуется и находит применение теплообменная поверхность из алюминиевых трубок с накатными спиральными ребрами.

В работе [115] приведены результаты экспериментального исследования водяного воздухоохладителя из таких трубок со следующими конструктивными геометрическими характеристиками (мм): $d_н = 12{,}5$; $D_р = 23{,}5$; $\delta_{р.ср} = 0{,}7$; $S_р = 3{,}0$; $S_1 = 25$; $S_2 = 21{,}5$; коэффициент оребрения $\beta' = 6{,}14$; $n_1 = 10$; $n_2 = 8$. Движение воды в теплообменнике — многократноперекрестное противоточное (каждый ряд трубок — один ход воды, т. е. $z = n_1$). Фронтальное сечение теплообменника по воздуху 260×260 мм, а живое — $f_{в.ж} = 0{,}029$ м²; живое сечение по воде $f_w = 0{,}000628$ м²; поверхность теплообмена $F_н = 5{,}08$ м².

Опыты проводились при $w_w = 0{,}2 \div 1{,}1$ м/с, $w_в \gamma_в = 4{,}9 \div 8{,}9$ кг/(м²·с) (в живом сечении), $t_{в1} = 25 \div 40$° С, $t_{w1} = 6{,}5 \div 24$° С.

В результате исследования были получены уравнения для расчета коэффициентов:

теплопередачи при сухом охлаждении, Вт/(м²·К),

$$k_н = 20{,}2 \left(w_в \gamma_в\right)^{0{,}665} w_w^{0{,}184}; \qquad \text{(IX.39)}$$

явной теплопередачи при охлаждении воздуха с осушением, Вт/(м²·К),

$$k_я = 18{,}1 \left(w_в \gamma_в\right)^{0{,}71} w_w^{0{,}16} \qquad \text{(IX.40)}$$

при $T < 0{,}282\, w_w^{-0{,}128}$;

$$k_я = 17{,}8 \left(w_в \gamma_в\right)^{0{,}67} w_w^{0{,}23} T^{-0{,}067 w_w^{-0{,}57}} \qquad \text{(IX.41)}$$

при $T > 0{,}282\, w_w^{-0{,}128}$.

Здесь температурный параметр $T = \frac{t_{р1} - t_{w1}}{t_{в1} - t_{р1}}$, где $t_{р1}$ — температура точки росы воздуха на входе в воздухоохладитель.

Значит, при расчете водяного воздухоохладителя с такой поверхностью теплообмена можно не определять коэффициенты теплоотдачи $\alpha_н$ и α_w, а находить сразу $k_н = k_я \xi_н$. В остальном методика расчета остается прежней. Значения коэффициента влаговыпаде-

ния $\xi_н$ могут быть вычислены по приводившимся выше уравнениям, либо по уравнениям, полученным для теплообменника с данной поверхностью,

$$\xi_н = 1{,}25 w_w^{0{,}036} \qquad \text{(IX.42)}$$

при $T < 0{,}177\, w_w^{-0{,}424}$;

$$\xi_н = 2{,}13 w_w^{0{,}107} T^{(0{,}36-0{,}062 w_w)} \qquad \text{(IX.43)}$$

при $T > 0{,}177\, w_w^{-0{,}424}$.

§ 40
Расчет водяных воздухонагревателей

Тепловой расчет воздухонагревателя сводится к определению требуемой поверхности теплообмена и правильной его компоновке.

Заданными величинами являются: объемный $V_в$ (м³/с) и массовый $G_в$ (кг/с) расходы воздуха; его начальные ($t_{в1}$, $\varphi_{в1}$) и конечные ($t_{в2}$, $\varphi_{в2}$) параметры; начальная t_{w1} и конечная t_{w2} температуры воды. Расход воздуха и его начальные и конечные параметры определяются в результате расчета и построения в диаграмме dI процессов кондиционирования в зависимости от принятой СКВ и технологической схемы обработки воздуха. Температуры воды t_{w1} и t_{w2} определяются техническим заданием или принимаются в зависимости от требуемой температуры подогретого воздуха $t_{в2}$ и источника тепла на судне (конечная температура воды t_{w2} может быть и не задана, тогда ее принимают или определяют в ходе расчета). В результате расчета обычно уточняют полный теплосъем воздухонагревателя $Q_{вн}$ (кВт) и конечную температуру воздуха $t_{в2}$ (°С).

Выполняют начальную часть теплового расчета в соответствии с рекомендациями § 37.

Затем определяют:

тепловую нагрузку воздухонагревателя (кВт)

$$Q'_{вн} = G_в c_{вл} (t_{в2} - t_{в1}), \qquad \text{(IX.44)}$$

где средняя теплоемкость влажного воздуха $c_{вл}$ может быть принята равной 1,0÷1,05 кДж/(кг·К);

требующийся расход теплоносителя — воды

$$G_w = \frac{Q'_{вн}}{c_w (t_{w1} - t_{w2})}, \qquad \text{(IX.45)}$$

где t_{w2} — принимается (если не задана) на 10—30° С ниже температуры $t_{w1} \approx 50 \div 70$° С, в зависимости от температуры воздуха на входе в нагреватель (в BH_1 вода охлаждается больше);

c_w — средняя теплоемкость воды, $c_w \approx 4{,}2$ кДж/(кг·К); среднюю скорость движения воды в трубках (м/с)

$$w_w = \frac{G_w}{0{,}785\gamma_w d_{вн}^2 z}, \qquad \text{(IX.46)}$$

где γ_w — плотность воды, $\gamma_w = 1000$ кг/м^3;

z — количество трубок, в которые подводится вода; для воздухонагревателей кондиционеров обычно $z = n_1$ или $z = 2n_1$; для теплообменников ВРДК, состоящих, как правило, из двухрядных секций, $z = 2$.

Скорость воды w_w может быть в широких пределах, от 0,5 до 2,5—3,0 м/с, в зависимости от тепловой нагрузки на нагреватель и его компоновки (иногда требуется принимать $w_w < 0{,}5$ м/с и $\Delta t_w = t_{w1} - t_{w2} < 10°$ С или $\Delta t_w > 30°$ С).

Следует отметить, что если в качестве нагревателя используется теплообменник — воздухоохладитель (уже рассчитанный в режиме охлаждения и сконструированный), то нет необходимости в его предварительной компоновке как нагревателя. Тогда задача расчета сводится к подбору такого режима работы по водяной стороне (G_w, w_w, Δt_w), чтобы обеспечить заданную температуру нагрева воздуха $t_{в2}$ при его расходе $G_в$.

По данным § 33 и 34 определяют коэффициенты теплоотдачи $\alpha_в = \alpha_н$ и $\alpha_w = \alpha_а$ от ребристой поверхности к воздуху и от воды к трубке.

Далее определяют коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·К), от воды к воздуху (без учета термического сопротивления стенки трубки, которым вполне можно пренебречь), отнесенный к полной ребристой поверхности,

$$k_н = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_в E_н} + \dfrac{\beta}{\alpha_w}}, \qquad \text{(IX.47)}$$

где коэффициент эффективности оребрения $E_н$ (обычно принимают $E_н \approx E_р$) находят по рекомендациям § 32.

Для водяного воздухонагревателя из алюминиевых трубок с накатными спиральными ребрами, характеристики которых приведены в предыдущем параграфе, коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·К), может быть найден по формуле

$$k_н = 20{,}5\,(w_в\gamma_в)^{0{,}665} w_w^{0{,}133}. \qquad \text{(IX.48)}$$

Требуемая наружная поверхность воздухонагревателя

$$F'_н = \frac{10^3 Q'_{вн}}{k_н \theta}, \qquad \text{(IX.49)}$$

где полный температурный напор (°С)

$$\theta = \psi \frac{(t_{w1} - t_{в2}) - (t_{w2} - t_{в1})}{2{,}3 \lg \dfrac{t_{w1} - t_{в2}}{t_{w2} - t_{в1}}} \qquad \text{(IX.50)}$$

(для воздухонагревателей центральных кондиционеров, подключаемых противотоком, $\psi=1$, для теплообменников ВРДК $\psi<1$ и определяется, как для перекрестного тока, по соответствующим графикам).

Число рядов трубок по ходу воздуха

$$n_2' = \frac{F_н'}{\pi d_н B n_1 \beta'}.$$

Величину n_2' округляют до большего целого (лучше четного) числа n_2, после чего уточняют поверхность нагрева (м²), полный теплосъем (кВт) и температуры (°С) воздуха и воды на выходе из нагревателя по следующим формулам:

$$F_н = \pi d_н B n_1 n_2 \beta';$$

$$Q_{вн} = \frac{(t_{w1} - t_{в1})}{\frac{A}{A-1} \cdot \frac{E_н}{c_{вл} G_в} + \frac{1}{2c_w G_w} + \frac{d_н \beta' \cdot 10^3}{\alpha_w F_н d_{вн}}}, \qquad \text{(IX.51)}$$

где

$$A = e^{\frac{\alpha_в F_н}{10^3 c_{вл} G_в}}; \qquad \text{(IX.52)}$$

$$t_{в2} = t_{в1} + \frac{Q_{вн}}{c_{вл} G_в}; \qquad \text{(IX.53)}$$

$$t_{w2} = t_{w1} - \frac{Q_{вн}}{c_w G_w}. \qquad \text{(IX.54)}$$

Когда в качестве нагревателя воздуха используется водяной воздухоохладитель или если воздухонагреватель предварительно рассчитан и скомпонован, выполняют его поверочный расчет при известной $F_н = \pi d_н B n_1 n_2 \beta'$, целью которого является определение $Q_{вн}$, $t_{в2}$, t_{w2}. Для этого предварительно (с последующим приближением) задаются величинами $t_{в2}$ и t_{w2} для определения коэффициентов теплоотдачи $\alpha_в$, α_w.

§ 41
Тепловой расчет и подбор паровых воздухонагревателей

Расчет паровых нагревателей воздуха аналогичен расчету водяных воздухонагревателей, однако в этом случае проектировщики зачастую не определяют коэффициент теплоотдачи $\alpha_п$ от конденсирующегося пара к трубке, а коэффициент теплопередачи принимают равным коэффициенту теплоотдачи $\alpha_в$ от поверхности к воздуху ($k_н \approx \alpha_в$). Требуемую поверхность теплообмена (м²) находят по формуле

$$F_н = \frac{10^3 Q_{вн}}{k_н \theta},$$

где температурный напор между паром и воздухом

$$\theta = \frac{t_{в2} - t_{в1}}{2{,}3 \lg \dfrac{t_s - t_{в1}}{t_s - t_{в2}}} \qquad \text{(IX.55)}$$

(t_s — температура насыщения пара при его заданном давлении $p_п$), а расход насыщенного пара (кг/с)

$$G_п = k_1 \frac{Q_{вн}}{r} . \qquad \text{(IX.56)}$$

В этой формуле r — скрытая теплота парообразования воды при $p_п$, кДж/кг;

k_1 — коэффициент запаса, учитывающий неполноту конденсации пара, $k_1 \approx 1{,}2$.

Как показывают расчеты, нередко величина $\alpha_п$ приблизительно того же порядка, что и величина α_w в водяном воздухонагревателе. Поэтому принятие $k_н \approx \alpha_в$ дает завышенные на 12—15% и более значения $k_н$, что в свою очередь приводит к неточности определения необходимой поверхности теплообмена парового воздухонагревателя [для судовых паровых воздухонагревателей, например, могут быть такие значения: $\alpha_в\beta' = 470 \div 810$ и $\alpha_п = 2300 \div 8100$ Вт/(м²·К)].

Однако определять $\alpha_п$ и уточненное значение $k_н$ следует только в том случае, если эти 15—20% поверхности теплообмена могут повлиять на габариты и массу воздухонагревателя и кондиционера в целом. Нередко при расчете воздухонагревателя оказывается, например, что требуется один-полтора ряда трубок по ходу воздуха. Принимают, естественно, два ряда. В этом случае, как видно, речь идет не о выигрыше 15—20% поверхности, а об увеличении ее в 1,5—2,0 раза. Поскольку паровой ребристый воздухонагреватель небольшой по массе и габариту и практически не определяет массу и габарит кондиционера, в ряде случаев такое решение (принятие двух рядов трубок вместо одного-полутора) оправдано.

Однако иногда нобходимо более точное определение требуемой поверхности теплообмена парового воздухонагревателя. В этом случае нужно учитывать величину $\alpha_п$, определяемую для случая конденсации водяного пара при его движении внутри горизонтальных трубок (обычно именно так движется пар в воздухонагревателях) по рекомендациям и формулам, приведенным в § 36.

Как отмечалось выше, в судовых установках кондиционирования воздуха нередко применяются нормализованные паровые воздухонагреватели. Нагреватель соответствующего типоразмера подбирают по величине расчетного произведения $k_н F_н$, определяемого из совместного решения уравнений теплового баланса и теплопередачи для нагревателя, и расходу воздуха $V_в$. Этот метод приводится в работе [158]. Иной метод подбора воздухонагревателей типа НВП (двухрядных петлевых со спирально-навивным оребрением трубок) приведен в работе [77]. Методики подбора воздухонагревателей имеются и в нормативных материалах.

§ 42
Расчет электрических воздухонагревателей

Как отмечалось выше, электрические воздухонагреватели судового оборудования кондиционирования воздуха компонуют из выпускаемых промышленностью электронагревательных трубчатых элементов (ТЭН), технические характеристики и расчет которых приводятся в работах [38, 114 и др.], а также в соответствующих технических условиях. Характеристики некоторых ТЭН приведены в прилож. IV и V, а их устройство показано на рис. 72.

Расчет электронагревателя воздуха сводится к подбору и компоновке нужного числа ТЭН и определению потребляемой ими электрической мощности. При этом заданными величинами обычно служат: расход $G_в$, начальные параметры $t_{в1}$, $\varphi_{в2}$ и конечная температура $t_{в2}$ воздуха.

Наметив предварительно, какие ТЭН будут использованы в воздухонагревателе, и приняв скорость воздуха в живом сечении 6—12 м/с, определяют живое и фронтальное сечения воздухонагревателя. Для определения коэффициента загромождения живого сечения при этом используют геометрические характеристики гладкотрубных или ребристых прямолинейных или U-образной формы ТЭН и шаг установки их в ряду.

Расход электрической мощности (кВт) в нагревателе воздуха (считается, что вся эта мощность идет на нагрев воздуха)

$$N_э = Q_{вн}, \qquad \text{(IX.57)}$$

где

$$Q_{вн} = G_в (I_{в2} - I_{в1}) \approx c_{вл} G_в (t_{в2} - t_{в1}).$$

Активная длина всех трубчатых элементов воздухонагревателя

$$L_а = \frac{10^3 N_э}{\pi d_н \sigma_т}, \qquad \text{(IX.58)}$$

где $d_н$ — наружный диаметр трубчатого элемента, м;

$\sigma_т$ — удельная мощность (ваттный съем) элемента, Вт/м².

Величина удельной мощности, т. е. мощности (Вт), снимаемой с 1 м² поверхности трубчатого элемента, зависит от условий теплоотдачи от трубки к воздуху: материала, диаметра трубки и температуры ее наружной поверхности, скорости обдувающего трубку воздуха. Для определения $\sigma_т$ используют экспериментальные данные зависимости $\sigma_т$ от температуры $t_т$ поверхности и скорости $w_в$ воздуха для различных ТЭН [38, 114 и др.]. На рис. 122, например, приведена такая зависимость для гладкотрубных ТЭН с $d_н = 12$ мм, которой с достаточной точностью можно пользоваться и для ТЭН с $d_н = 12{,}5$ мм. Величина $\sigma_т$ для ребристых ТЭН может быть принята, например, по данным прилож. IV и V (здесь величина $\sigma_т$ отнесена к полной ребристой поверхности, для которой коэффициент оребрения $\beta' \approx 6{,}5$).

Температуру $t_т$ поверхности ТЭН для судовых воздухонагревателей принимают не более 200° С, чтобы обеспечить достаточно большой срок их надежной работы. При более высокой температуре ТЭН могут быстро сгорать в случае аварийного прекращения подачи воздуха, а на их поверхности в режиме даже нормальной работы может происходить пригорание и разложение различных примесей, содержащихся в воздухе.

Таким образом, выбрав ТЭН и приняв температуру $t_т$, определяют $\sigma_т$ и $L_а$. В случае, если для ребристых ТЭН $\sigma_т$ дается на полную оребренную поверхность, ее ($\sigma_т$) следует пересчитать (через коэффициент оребрения) на гладкую поверхность трубок и после этого определить $L_а$ по формуле (IX.58).

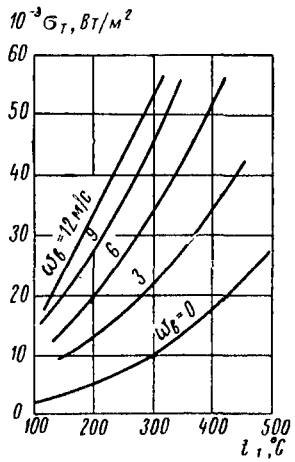


Рис. 122. Зависимость удельной мощности $\sigma_т$ гладкотрубного ТЭН от температуры $t_т$ наружной поверхности трубки.

Зная активную длину $L_{а1}$ одного из подбираемых элементов, находят их необходимое число для воздухонагревателя

$$n_э = \frac{L_а}{L_{а1}}. \qquad \text{(IX.59)}$$

При этом нужно следить за тем, чтобы один из размеров фронтального сечения воздухоохладителя, например ширина, был не менее $L_{а1}$ (для прямых) или 0,5 $L_{а1}$ (для U-образных ТЭН).

В том случае, когда число элементов нагревателя выбрано из конструктивных соображений (при этом учитывают схему включения элементов в сеть: при питании нагревателя от сети трехфазного тока в каждую фазу необходимо включать последовательно элементы одинаковой длины и в одинаковом количестве), величину $L_а$ определяют из формулы (IX.59).

Полная длина каждого элемента (м)

$$L_1 = L_{а1} + 2L_{п1}, \qquad \text{(IX.60)}$$

где $L_{п1}$ — длина пассивного (где нет нагревательной спирали) участка элемента с одного конца (выбирают конструктивно или она известна для подбираемого серийного ТЭН).

Мощность каждого элемента (кВт)

$$N_{э1} = \frac{N_э}{n_э}. \qquad \text{(IX.61)}$$

После этого производят окончательную компоновку и конструктивное оформление электрического воздухонагревателя.

§ 43
Подбор и расчет увлажнителей воздуха

Как отмечалось в § 26, в судовых центральных кондиционерах применяются паровые увлажнители. Там же были рассмотрены их устройство и некоторые характеристики.

При проектировании и создании ряда паровых увлажнителей типа УВП на основе построения и анализа процессов кондиционирования в зимнем режиме принято, что повышение влагосодержания воздуха при его увлажнении составляет приблизительно $\Delta d = 6$ г/кг.

Подобрать нужный увлажнитель типа УВП можно по расходу пара и его давлению. Для этого необходимо найти требуемое количество пара (кг/с), идущего на увлажнение воздуха,

$$G'_{\text{п}} = 0{,}001 G_{\text{в}} \Delta d, \qquad \text{(IX.62)}$$

где $G_{\text{в}}$ — расход воздуха, кг/с;

Δd — требуемое повышение влагосодержание воздуха, г/кг (определяется по построению процесса в диаграмме dI).

Затем, увеличив $G_{\text{п}}'$ на 10% (с учетом частичной конденсации пара непосредственно на выходе из отверстий трубки увлажнителя), найдем расход пара через увлажнитель $G_{\text{п}} = 1{,}1\, G_{\text{п}}'$ кг/с. Пользуясь графиком (см. рис. 84), по величине $G_{\text{п}}$ и заданному давлению пара $p_{\text{п}}$ можно подобрать нужный увлажнитель типа УВП.

Расчет парового увлажнителя сводится к следующему. Абсолютное давление влажного насыщенного пара, идущего на увлажнение воздуха, составляет $p_1 = 0{,}3 \div 0{,}6$ МПа, а степень сухости пара $x_1 = 0{,}95 \div 1{,}0$. Пар с такими параметрами проходит через диафрагму, в результате чего его давление понижается приблизительно до $p_2 = 0{,}103$ МПа и он становится перегретым. На основании закономерностей истечения пара, опыта проектирования и испытаний паровых увлажнителей диаметр отверстия (мм) в диафрагме можно определять по уравнению

$$d_0 = 45{,}1 \left(\frac{v_1}{p_1}\right)^{0{,}25} G_{\text{п}}^{0{,}5}, \qquad \text{(IX.63)}$$

полученному для указанного диапазона начальных параметров пара и соответствующих показателей политропы процесса истечения, в среднем принимаемых $n = 1{,}02$. В формуле (IX.63) p_1 в МПа, v_1 — удельный объем пара, м³/кг и $G_{\text{п}}$ в кг/с.

Диаметр отверстия в диафрагме может быть определен и по графику (рис. 123) в зависимости от расхода пара и его давления (считая $x_1 \approx 0{,}95 \div 1{,}0$).

Далее рассчитывают истечение водяного пара из отверстий в увлажнительной трубке в воздушный поток при перепаде давле-

ний от $p_2=0{,}103$ до $p_3=0{,}098$ МПа. Требуемая площадь отверстий (мм²)

$$f_{\text{отв}}=\frac{10^6 G_{\text{п}}}{\sqrt{2\frac{n}{n-1}\cdot\frac{p_2}{v_2}\left[\left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{2/n}-\left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{n+1}{n}}\right]}}, \qquad \text{(IX.64)}$$

где p_2 в Па, а v_2 в м³/кг.

Учитывая, что $n\approx1{,}02$, $p_2=0{,}103$ МПа, $p_3=0{,}098$ МПа, а также принимая во внимание изменение удельного объема v_2 пара перед отверстиями в зависимости от влажности и давления дросселируемого в диафрагме пара, с погрешностью не более 3—5% можно определить площадь отверстий (мм²)

$$f_{\text{отв}}\approx(7{,}2\div7{,}6)\,10^3 G_{\text{п}} \qquad \text{(IX.65)}$$

и их количество

$$n_{\text{отв}}=\frac{f_{\text{отв}}}{0{,}785 d_{\text{отв}}^2}, \qquad \text{(IX.66)}$$

где $d_{\text{отв}}$ — диаметр отверстий, обычно принимаемый 3—4 мм.

Отверстия располагаются по образующей трубки с шагом 10—12 мм. Длину трубок принимают конструктивно по ширине потока воздуха.

Диаметр отверстия в диафрагме и число отверстий диаметром 3 мм в трубке для нормализованных паровых увлажнителей приведены в прилож. VII (принято $p_1=0{,}392$ МПа, $x_1=1$).

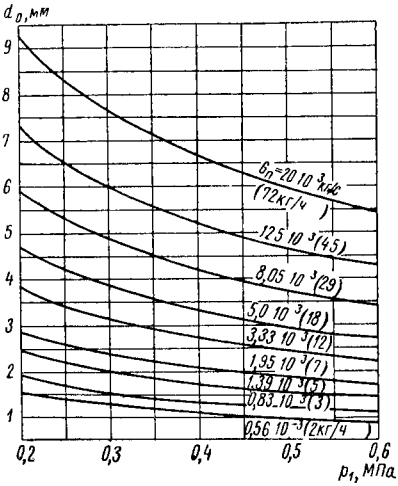


Рис 123 Зависимость диаметра отверстия в диафрагме от расхода и давления пара при $x=0{,}95\div1{,}0$.

Если центральный кондиционер имеет форсуночную камеру (для увлажнения, охлаждения, нагревания воздуха), то ее расчет можно произвести, например, по данным в работе [91]. Однако судовые кондиционеры, как отмечалось выше, в большинстве случаев имеют паровые увлажнители. Водяными увлажнителями оборудуют иногда автономные и местные кондиционеры. В отличие от пара разбрызгиваемая вода далеко не полностью переходит в воздух в виде увлажняющего его водяного пара. В зависимости от температуры воды количество усваиваемой воздухом влаги может составлять от долей процента до десятков процентов общего количества разбрызгиваемой воды.

Расчет водяного увлажнителя сводится к определению необходимого расхода воды, ее температуры, т. е. мощности электроподогревателя автономного кондиционера, подогревающего холодную воду ($t\approx0°$ С) перед ее разбрызгиванием, количества и диаметра отверстий (форсунок).

Требуемое количество влаги (кг/с) для увлажнения воздуха, определенное по формуле (IX.62), должно быть равно количеству испаряющейся при разбрызгивании воды

$$G_{\text{п}} = \beta_{\text{и}} F (p_{\text{п. н}} - p_{\text{п}}), \qquad \text{(IX.67)}$$

где $\beta_{\text{и}}$ — коэффициент испарения, отнесенный к разности парциальных давлений водяного пара, кг/(м²·с·Па);

F — поверхность испарения воды, м²;

$p_{\text{п. н}}$ и $p_{\text{п}}$ — парциальное давление водяных паров непосредственно у поверхности испаряющейся воды (давление насыщения при температуре воды) и в увлажняемом воздухе, Па.

Поверхность испарения (м²)

$$F = n_{\text{к}} f_{\text{к}}, \qquad \text{(IX.68)}$$

где $n_{\text{к}}$ — количество капель воды, постоянно пребывающих в увлажнительной камере, шт.;

$f_{\text{к}}$ — площадь поверхности одной капли, м².

Известно, что

$$n_{\text{к}} = \frac{6 G_{\text{w}} \tau_{\text{к}}}{\pi d_{\text{к}}^3 \gamma_{\text{w}}}, \qquad \text{(IX.69)}$$

$$f_{\text{к}} = \pi d_{\text{к}}^2, \qquad \text{(IX.70)}$$

где G_{w} — расход воды через увлажнитель, кг/с;

$\tau_{\text{к}}$ — время пребывания капли в увлажнительной камере, с $\tau_{\text{к}} = S_{\text{к}}/w_{\text{к}}$;

$S_{\text{к}}$ — путь пролета капли, м;

$w_{\text{к}}$ — скорость капли, м/с;

$d_{\text{к}}$ — диаметр капли, м;

γ_{w} — плотность воды, кг/м³.

Таким образом,

$$F = \frac{6 G_{\text{w}} S_{\text{к}}}{d_{\text{к}} \gamma_{\text{w}} w_{\text{к}}}. \qquad \text{(IX.71)}$$

Коэффициент испарения, кг/(м²·с·Па),

$$\beta_{\text{и}} = \frac{0{,}54 \text{Re}^{0{,}5} \lambda_{\text{в}}}{10^6 d_{\text{к}} c_{\text{вл}} \gamma_{\text{в. н}} R_{\text{п}} T_{\text{w}}}, \qquad \text{(IX.72)}$$

где Re — критерий Рейнольдса для капли,

$$\text{Re} = w_{\text{к}} d_{\text{к}} / \nu_{\text{в}};$$

$\nu_{\text{в}}$ — коэффициент кинематической вязкости воздуха, м²/с;

$\lambda_{\text{в}}$ — коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·К);

$c_{\text{вл}}$ — удельная массовая теплоемкость воздуха при постоянном давлении, кДж/(кг·К);

$\gamma_{\text{в. н}}$ — плотность воздуха при нормальных условиях, $\gamma_{\text{в.н}} \approx 1{,}29$ кг/м³;

$R_{\text{п}}$ — газовая постоянная для водяного пара, $R_{\text{п}} = 461$ Дж/(кг·К);

T_{w} — абсолютная температура разбрызгиваемой воды, К.

Температура воды в зависимости от мощности электроподогревателя и ее расхода

$$t_w = t_{w0} + \frac{N_{в.п}}{c_w G_w}. \qquad (IX.73)$$

Принимая для зимнего режима температуру воды на входе в подогреватель $t_w = 0°$ С, а ее теплоемкость $c_w = 4{,}19$ кДж/(кг·К), получим

$$t_w = \frac{N_{в.п}}{4{,}19 G_w}, \qquad (IX.73а)$$

где $N_{в.п}$ — мощность электроподогревателя, кВт.

Поскольку на данном этапе расчета могут быть неизвестны ни $N_{в.п}$, ни G_w, ориентировочно принимаем $t_w = 30 \div 80°$ С.

По этой температуре воды t_w, как температуре насыщения, найдется парциальное давление $p_{п.н}$ насыщенных водяных паров. Величина парциального давления $p_п$ водяных паров в увлажняемом воздухе

$$p_п = p'_{п.н} \varphi_{ср}, \qquad (IX.74)$$

где $p'_{п.н}$ — давление насыщенных водяных паров при средней температуре увлажняемого воздуха, Па;

$\varphi_{ср}$ — средняя относительная влажность увлажняемого воздуха в долях единицы, $\varphi_{ср} = 0{,}5(\varphi_1 + \varphi_2)$.

Ориентировочно можно в расчете принимать: $\varphi_{ср} \cong \varphi_1$; $d_к = 0{,}0001$ м; $S_к = 0{,}07 \div 0{,}1$ м (в автономном кондиционере обычно не предусматривается специальной увлажнительной камеры, поэтому путь пролета капли принимается минимальным $S_к = 70 \div 100$ мм); $w_к = 2{,}0 \div 3{,}0$ м/с. Тогда (при $S_к = 0{,}075$ м и $w_к = 2{,}5$ м/с) из уравнения (IX.71) найдем F (м²)

$$F = 1{,}8 G_w. \qquad (IX.75)$$

Из уравнений (IX.62), (IX.67) и (IX.75) получаем

$$G_п = 0{,}001 G_в \Delta d = \beta_и F (p_{п.н} - p_п) = 1{,}8 \beta_и (p_{п.н} - p_п) G_w, \qquad (IX.76)$$

откуда G_w (кг/с)

$$G_w = \frac{0{,}556 \cdot 10^{-3} G_в \Delta d}{\beta_и (p_{н.н} - p_н)}. \qquad (IX.77)$$

По принятой $t_w = 30 \div 80°$ С и остальным известным величинам находим значения $\beta_и$ [по формуле (IX.72)], $p_{н.н}$, $p_н$, G_w [по формуле (IX.77)]. Тогда мощность электрического водоподогревателя (кВт)

$$N_{п.п} = 4{,}19 G_w t_w. \qquad (IX.73б)$$

Принимая диаметр выпускного отверстия форсунки для разбрызгивания воды $d_{отв} = 0{,}8 \div 4{,}0$ мм и зная давление воды

в магистрали (перед форсунками) p_w (МПа), определяем производительность одной форсунки (кг/с) по приближенной формуле

$$G_{wф} = 0{,}0327 p_w^{0{,}48} d_{отв}^{1{,}38}. \quad \text{(IX.78)}$$

Тогда число форсунок

$$n_ф = \frac{G_w}{G_{wф}}. \quad \text{(IX.79)}$$

При этом коэффициент орошения

$$\mu = \frac{G_w}{G_в}. \quad \text{(IX.80)}$$

ГЛАВА

X

ОСНОВЫ КОМПОНОВКИ, ТЕПЛОЗВУКОИЗОЛЯЦИЯ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СУДОВЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ

Исходными данными для компоновки кондиционера служат: расходы и параметры воздуха и тепло-хладоносителей, тепловые нагрузки, определенные при проектировании СКВ и построении тепловлажностных процессов; габаритные характеристики рассчитанных и спроектированных элементов тепловлажностной обработки воздуха (охладителей, нагревателей, увлажнителей, фильтров, каплеуловителей и т. п.); технологическая схема обработки воздуха, выбор которой приведен в § 29; избыточный напор воздуха за кондиционером.

Кроме того, задают ряд других требований, которым должен удовлетворять проектируемый кондиционер — акустические требования; требования по автоматизации; требования, связанные с условиями эксплуатации: надежная работа и возможность обслуживания и ремонта при наличии определенного крена, дифферента, вибрации; эстетические требования и др.

Одновременно с компоновкой или после нее выполняют расчеты и конструирование теплозвукоизоляции корпуса кондиционера, аэродинамические, гидравлические и акустические расчеты.

§ 44
Общие принципы компоновки кондиционера

Компоновка кондиционера преследует цель наиболее рационального взаимного расположения его элементов и узлов с уже известными габаритами, позволяющего осуществить обработку воздуха по принятой технологической схеме. Рационально

скомпоновать отдельные узлы кондиционера в единый агрегат — это значит получить минимально возможные габарит и массу кондиционера с учетом выполнения и всех остальных указанных выше требований задания на проектирование кондиционера.

Учитывая общее стесненное расположение оборудования на судне, нужно стремиться сокращать число сторон обслуживания и выполнять компоновку кондиционера так, чтобы разборку и выем отдельных его узлов в случае необходимости можно было осуществлять преимущественно с фронтальной стороны, доступ к которой должен обеспечиваться по условиям размещения кондиционера на судне.

Конструктор, выполняющий компоновку, должен учитывать рациональные соизмерения кондиционера и из всего числа возможных компоновок, занимающих одинаковый объем, отдавать предпочтение компоновке, занимающей наименьшую площадь палубы. При этом, конечно, следует принимать во внимание высоту кондиционера с учетом возможности подключения к нему воздухопроводов в условиях располагаемой высоты судового помещения, в котором предполагается устанавливать кондиционер.

Основное внимание при компоновке должно быть обращено также на создание рационального воздушного тракта кондиционера, который, с одной стороны, должен иметь минимальное аэродинамическое сопротивление, определяющее совместно с сопротивлением системы необходимый напор вентилятора и потребляемую им мощность, а с другой — выполнять роль активного и реактивного глушителя воздушного шума, распространяющегося от электровентилятора.

Если в результате расчета и проектирования основных узлов кондиционера (охладителей и нагревателей воздуха, вентилятора, увлажнителя, каплеуловителя и т. п.) получены данные по массам G_1, G_2, G_3, ..., G_n, занимаемым объемам V_1, V_2, V_3, ..., V_n и аэродинамическим сопротивлениям Δp_1, Δp_2, Δp_3, ..., Δp_n каждого отдельного узла, то при равноценном удовлетворении прочим конструктивным и эксплуатационным требованиям по компоновке кондиционера лучшей компоновкой будет та, у которой сумма масс, объемов и аэродинамических сопротивлений отдельных узлов, отнесенная соответственно к массе $G_к$, объему $V_к$ и аэродинамическому сопротивлению $\Delta p_к$ скомпонованного в агрегат кондиционера, будет наибольшей.

Масса, объем и сопротивление кондиционера в целом будут отличаться от сумм соответствующих величин отдельных узлов за счет тех конструктивных элементов кондиционера, которые рождаются при компоновке кондиционера с целью объединения отдельных основных узлов, обеспечения теплозвукоизоляции и т. п. Эти элементы (каркас, фундаменты, крышки, крепеж, шумоглушители и т. д.) относятся к кондиционеру как агрегату в целом.

Таким образом, сравнение различных компоновок для одного и того же кондиционера можно производить по относительным компоновочным коэффициентам:

массы

$$\bar{G} = \sum_{i=1}^{n} G_i \Big/ G_к, \qquad (X.1)$$

объема

$$\bar{V} = \sum_{i=1}^{n} V_i \Big/ V_к \qquad (X.2)$$

и аэродинамического сопротивления

$$\overline{\Delta p} = \sum_{i=1}^{n} \Delta p_i \Big/ \Delta p_к. \qquad (X.3)$$

Два последних коэффициента характеризуют компоновки с точки зрения использования объема и аэродинамического сопротивления воздушного тракта кондиционера. По ним в основном и нужно проводить сравнение различных компоновок кондиционеров.

Для выпускаемых отечественной промышленностью судовых кондиционеров величины указанных коэффициентов лежат в пределах: $\bar{G}=0{,}35 \div 0{,}65$; $\bar{V}=0{,}20 \div 0{,}50$; $\overline{\Delta p}=0{,}60 \div 0{,}95$.

Все судовые центральные и групповые кондиционеры, как отмечалось в гл. VI, по компоновке можно подразделить на секционные и моноблочные. Секционная компоновка представляет собой коиструкцию кондиционера, составленную из отдельных, полностью законченных в конструктивном отношении и оформленных узлов, собранных и закрепленных на общей фундаментной раме. Все узлы, входящие в кондиционер, имеют собственные корпуса, теплозвукоизоляцию, присоединительные фланцы, лапы для крепления и т. д. Такие узлы — секции можно применять в судовой СКВ в качестве самостоятельных аппаратов тепловлажностной обработки. Секционность может быть полная и частичная, когда часть узлов объединяют в одну секцию. Например, кондиционер может состоять только из двух секций: электровентиляторной с воздухоиагревателем первой ступени и воздушным фильтром и секции теплообменников, включающей воздухоохладитель, увлажнитель, воздухонагреватель второй ступени и каплеуловитель.

Моноблочная компоновка представляет собой конструкцию, в которой корпус кондиционера является основным связующим конструктивным узлом, насыщаемым всеми необходимыми элементами тепловлажностной обработки воздуха. Корпус моноблочного кондиционера служит общим корпусом для всех установленных внутри него узлов. Сами узлы тепловлажностной обработки воздуха в этом случае не имеют самостоятельных, полностью законченных в конструктивном отношении и оформлении корпусов и теплозвукоизоляции, поэтому не могут быть отдельно применены в судовой СКВ.

Каждая из этих компоновок имеет свои преимущества и недостатки. Секционная компоновка по занимаемому объему и зани-

маемой площади палубы обычно больше, чем моноблочная. В секционном кондиционере для глушения воздушного шума необходимо устанавливать глушители. Для возможности разборки и отсоединения секций на случай ремонта или замены требуется предусматривать свободный доступ к соединительным фланцам со всех четырех сторон, что нежелательно в стесненных условиях судовых помещений. Однако секционная конструкция кондиционера позволяет доставлять его в помещение судна по узлам, в связи с чем не требуется специальных технологических вырезов переборок, что может иметь место при установке кондиционера моноблочной конструкции. Такая конструкция дает возможность унифицировать узлы тепловлажностной обработки воздуха, входящие в кондиционер, с аналогичными воздухоохладителями, воздухонагревателями, фильтрами, увлажнителями, применяемыми в судовых СКВ отдельно, т. е. она имеет преимущества с точки зрения производства, стандартизации узлов и набора различных схем обработки воздуха.

Секционную компоновку применяют при использовании для тепловлажностной обработки воздуха уже имеющихся и выпускаемых промышленностью воздухоохладителей, воздухонагревателей, каплеуловителей, увлажнителей, которые собирают вместе с помощью разрабатываемых для этой цели переходных патрубков. Конструкция такого кондиционера не обладает высокими акустическими характеристиками и несовершенна с точки зрения воздушной плотности (проникновение воздуха через соединения).

Моноблочная компоновка позволяет эффективно произвести глушение воздушного шума, так как воздушный тракт кондиционера в этом случае выполняют так, чтобы он одновременно играл роль активного и реактивного глушителей. Моноблочная конструкция позволяет сократить число сторон обслуживания кондиционера до одной — фронтальной. Она, благодаря единому корпусу, более эстетична, чем секционная компоновка. Моноблочную компоновку применяют обычно при разработке кондиционера, к которому предъявлены жесткие требования по акустике, габариту и воздушной плотности. Тогда необходимо создавать новые элементы тепловлажностной обработки воздуха (воздухоохладитель, воздухонагреватель и т. п.), соответствующие даиным требованиям.

Примером конструкции кондиционера моноблочной компоновки могут служить кондиционеры, изображенные на рис. 47, 52, 53, а примером секционной компоновки — кондиционеры, показанные на рис. 48, 49, 46.

§ 45
Теплозвукоизоляция и борьба с шумом в судовых кондиционерах

Для уменьшения теплообмена через корпус кондиционера между обрабатываемым и окружающим воздухом и исключения при этом возможной конденсации влаги на наружной поверхности кондиционера его корпус необходимо теплоизолиро-

вать. Все поверхности корпуса, которые снаружи соприкасаются с окружающим воздухом, покрывают теплоизоляцией изнутри. Это, во-первых, исключает возможность повреждения изоляции при транспортировке, монтаже и эксплуатации оборудования, а во-вторых, не нарушает эстетики внешнего вида кондиционера. Но главное заключается в том, что теплоизоляция должна одновременно служить и звукопоглощающим материалом. Поэтому ее необходимо размещать на внутренних поверхностях корпуса кондиционера.

Для оборудования кондиционирования воздуха целесообразно применять материал, который обладает и теплоизолирующими, и

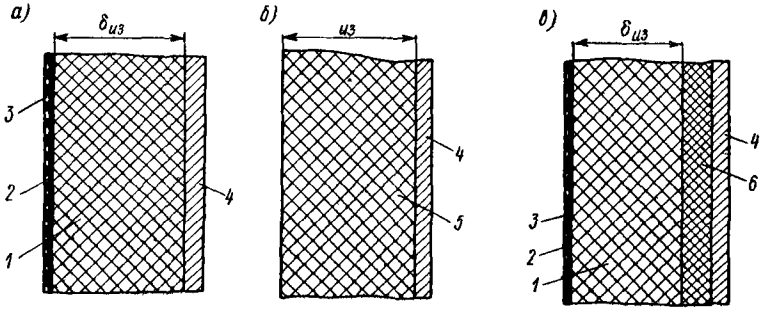


Рис. 124. Конструкции теплозвукоизоляции судовых кондиционеров с применением: *а* — материала ВТ-4; *б* — пенопласта; *в* — материала ВТ-4 и резиновые наклейки.

1 — материал ВТ-4; *2* — полотно капроновое арт. 1516; *3* — перфорированный лист из АМГ (δ=1 мм); *4* — лист из АМГ (δ=5 мм); *5* — пенопласт полиуретановый; *6* — резина (δ=10 мм).

звукопоглощающими свойствами. Кроме того, этот материал должен быть и хорошим звукоизолятором, не допускающим проникновения наружу шума электровентилятора, устанавливаемого в большинстве случаев внутри корпуса кондиционера. Требования, предъявляемые к теплозвукоизоляционным материалам, некоторые характеристики этих материалов, а также вопросы звукоизоляции и звукопоглощения рассмотрены в гл. V. Здесь же рассматриваются некоторые дополнительные вопросы теплозвукоизоляции кондиционеров.

В оборудовании судовых СКВ отечественного производства в качестве теплозвукоизоляционного материала применяются в основном ВТ-4 и полиуретановый пенопласт. Иногда для снижения воздушного шума вокруг кондиционера до требуемой величины внутренние поверхности обклеивают резиной толщиной до 10 мм. На рис. 124 показаны конструкции теплозвукоизоляции, применяемые в кондиционерах отечественного производства, а в табл. 19 даны основные характеристики входящих в эти конструкции материалов.

Толщина металлической обшивки каркаса кондиционера определяется или выбирается конструктором из соображений необхо-

Таблица 19

Основные характеристики материалов, входящих в конструкции теплозвукоизоляции судовых кондиционеров

Материал	ГОСТ или ТУ	Объемная масса, кг/м³	Коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)
АМГ	АМТУ 443—49	2800	203
Теплоизоляционный марки ВТ-4	ТУМПТВП 340—55	50	0,0465
Поропласт полиуретановый эластичный самозатухающий	СТУ 35ХП—598—63	40	0,0582
Резина	ГОСТ 7338—65	1500	0,582

димой прочности и жесткости, которую нужно обеспечить для надежной работы кондиционера в судовых условиях. Толщина остальных материалов определяется, исходя из предъявляемых к кондиционеру акустических требований, т. е. из необходимой величины звукоизолирующей и звукопоглощающей способности изоляционной конструкции кондиционера.

Средняя звукоизолирующая способность $R_{ср}$ конструкций (преград) может быть определена по графику (см. рис. 34) или по формуле (V.9). Однако определяющим фактором при выборе толщины слоя поропласта или материала ВТ-4, с точки зрения акустической характеристики конструкции стенки корпуса кондиционера, служит, как правило, величина необходимой степени звукопоглощения. Звукопоглощающие свойства конструкции любого типа, как отмечалось в гл. V, характеризуются коэффициентом звукопоглощения α, определяемым уравнением (V.10).

Выбор звукопоглощающего материала (поропласта эластичного или ВТ-4) зависит от характера спектра воздушного шума источника, который необходимо глушить, а также от специфических требований, предъявляемых проектировщиком к применяемым материалам. Поропласт выпускается промышленностью в виде листов различной толщины, он эластичен и более технологичен с точки зрения изготовления и монтажа; стоимость выполнения конструкции изоляции из поропласта ниже, чем из капронового волокна ВТ-4, которое требует установки перфорированных листов и защитного полотна из ткани для исключения возможности разрушения и проникновения волокон через отверстия перфорации в полость воздушного тракта. Поропласт имеет более высокие коэффициенты звукопоглощения в диапазоне низких частот, чем капроновое волокно ВТ-4 (рис. 125), поэтому с его помощью можно достичь эффективного глушения шума источников с максимальными составляющими спектра в низкочастотном диапазоне.

Основным источником шума в кондиционере является электровентилятор. Дополнительный шум может возникать при обтекании

воздушным потоком различных элементов воздушного тракта, но при относительно невысоких скоростях движения воздуха в тракте кондиционера (обычно не более 25 м/с) этот дополнительный шум не является определяющим.

Электровентилятор может быть установлен снаружи или внутри корпуса кондиционера. В первом случае шум вокруг кондиционера будет определяться величиной шума вокруг примененного электровентилятора и задача борьбы с шумом в этом случае сводится к глушению шума, распространяющегося от электровентилятора по воздушному тракту кондиционера, т. е. к обеспечению необходимого уровня воздушного шума на нагнетании (на выходе) кондиционера. Однако электровентилятор можно устанавливать вне корпуса кондиционера в тех случаях, когда шум вокруг него не выходит за пределы допустимого уровия, или когда, по условиям проектирования, уровень шума кондиционера не лимитируется.

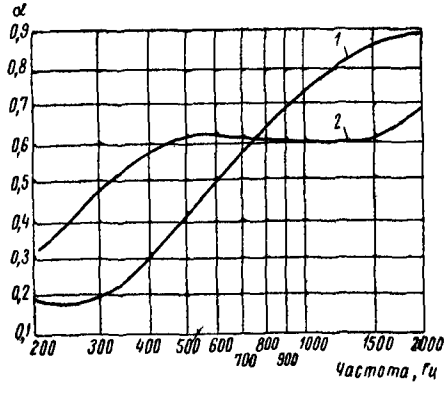


Рис. 125. Коэффициенты звукопоглощения изоляционных конструкций с применением материала ВТ-4 (кривая *1*) и порoпласта (кривая *2*) одинаковой толщины $\delta_{из}$=50 мм, представленных соответственно на рис. 124, *а* и *б*.

Во втором случае задача борьбы с шумом сводится к заглушению шума, проникающего через корпус кондиционера наружу, и шума, распространяющегося по воздушному тракту кондиционера, т. е. к обеспечению необходимого уровня воздушного шума вокруг кондиционера и на нагнетании. Выполнение стенок корпуса кондиционера в виде звукоизолирующих конструкций, показанных на рис. 124, позволяет снизить шум вокруг кондиционера до 70—75 дБ при шуме вокруг установленных внутри кондиционеров электровентиляторов, равном 90—105 дБ (бóльшая величина заглушения относится к конструкции корпуса с обклейкой металлической стенки резиной).

Для исключения влияния структурного (вызываемого вибрацией) шума на уровень шума вокруг кондиционера необходимо:

— устанавливать электровентилятор на амортизаторы с низкими собственными частотами колебаний;

— обеспечивать максимально возможное приближение центра тяжести электровентилятора к центру тяжести амортизирующей системы;

— располагать фундамент электровентиляторного узла ближе к точкам опоры кондиционера;

— обеспечивать гибкое соединение нагнетательного и всасывающего патрубков электровентилятора с воздушным трактом.

Однако прежде всего необходимо, чтобы рабочее колесо вентилятора было тщательно динамически отбалансировано совместно с ротором электродвигателя. Электровентилятор можно устанавливать в кондиционер только после его контрольной проверки по допускаемому уровню структурного шума во всем диапазоне частот.

Для снижения уровня воздушного шума на нагнетании кондиционера все металлические поверхности, образующие его воздушный тракт, облицовывают звукопоглощающим материалом. Кроме того, при компоновке воздушный тракт кондиционера выполняют таким, чтобы он имел достаточную площадь звукопоглощающей поверхности, играющей роль активного глушения шума, а на пути движения воздуха имелись бы сужения и расширения, образующие камеры, которые служили бы в качестве реактивного глушения шума. Выполнение этих рекомендаций позволяет практически снизить величину шума на нагнетании кондиционеров до 60—80 дБ при соответствующем (на нагнетании) шуме у устанавливаемых электровентиляторов, равном 85—105 дБ.

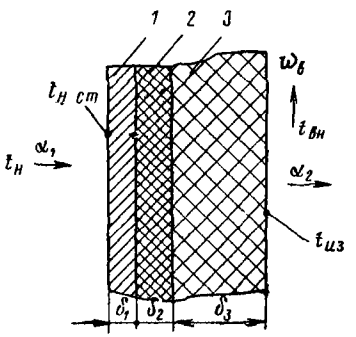


Рис. 126. К тепловому расчету изоляции корпуса кондиционера.
1 — лист из АМГ; *2* — резина; *3* — пропласт эластичный.

Низкие уровни шума как вблизи, так и на нагнетании оборудования воздуха, достигаются всегда за счет увеличения его массы и габарита. Поэтому надо уметь определять целесообразность улучшения одного качества оборудования за счет другого и находить оптимальное решение, исходя из предъявляемых к оборудованию требований.

Акустический расчет звукоизоляции и особенно звукопоглощения довольно сложен. Многие факторы, зависящие от конструкции кондиционера, трудно учесть в расчете, и получаемые практически, на основе испытаний кондиционеров, результаты часто значительно расходятся с расчетными данными. Поэтому при проектировании оборудования кондиционирования воздуха и выполнении предъявленных к нему акустических требований проектанты пользуются накопленными опытными статистическими данными и производят акустические расчеты по соответствующим методикам, имеющимся в руководящих технических материалах, а затем при испытании оборудования на стендах заводов производится практическая его доводка по уровню воздушного шума до необходимых величин.

После того, как в результате акустического расчета определены толщина каждого элемента звукоизоляционной и звукопоглощающей конструкции стенки корпуса кондиционера, необходимо проверить ее на теплоизоляционную способность и на отпотевание.

Для плоской многослойной стенки, показанной на рис. 126, поверхностная плотность теплового потока (Вт/м²) определится по выражению

$$q = \frac{t_н - t_{вн}}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \qquad (X.4)$$

где $t_н$ — температура наружного, окружающего кондиционер, воздуха, °С;

$t_{вн}$ — температура внутреннего охлажденного в воздухоохладителе кондиционера воздуха, °С;

α_1 — коэффициент теплоотдачи от наружного воздуха к поверхности стенки, Вт/(м²·К);

α_2 — коэффициент теплоотдачи от изоляции к воздуху, движущемуся внутри кондиционера, Вт/(м²·К);

δ_i, λ_i — толщина, м, и коэффициент теплопроводности, Вт(м·К), изоляционного элемента стенки.

Температура $t_{вн}$ известна из теплового расчета кондиционера, а температуру окружающего воздуха $t_н$ принимают 32—34° С.

Коэффициент теплоотдачи α_1 для закрытых судовых помещений, где обычно устанавливается кондиционер, принимают равным 6—8 Вт/(м²·К).

Коэффициент теплоотдачи α_2 может быть определен из соответствующих критериальных уравнений для случая движения воздуха вдоль стенки. Однако поскольку $\alpha_2 \gg \alpha_1$, термическим сопротивлением $1/\alpha_2$ можно пренебречь и считать, что температура $t_{из}$ внутренней поверхности изоляции стенки равна температуре $t_{вн}$ охлажденного воздуха, движущегося внутри кондиционера.

Расчеты показывают, что в судовом оборудовании кондиционирования воздуха, выпускаемом отечественной промышленностью, величина q составляет от 6 до 23 Вт/м². По ней можно ориентировочно определить теплопритоки в кондиционер через наружные стенки корпуса в тех местах, где движется охлажденный воздух. Более точно, если необходимо, q следует определять по формуле (X.4).

Во избежание выпадения влаги на наружной поверхности корпуса кондиционера из окружающего его воздуха с температурой $t_н$ и относительной влажностью $\varphi_н$ необходимо, чтобы температура $t_{н.ст}$ наружной поверхности стенки корпуса была на 1,5—2,0° С выше температуры точки росы $t_{рос}$ этого воздуха. Поэтому, независимо от того, производится расчет величины q или нет, обязательно нужно определить температуру $t_{н.ст}$ (°С) по формуле

$$t_{н.ст} = \frac{t_{нз} + \alpha_1 t_н \sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}}{1 + \alpha_1 \sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}}. \qquad (X.5)$$

Если получится $t_{н.ст} < t_{рос} + (1{,}5 \div 2{,}0)$, необходимо увеличить толщину изоляции до требуемой из условия предотвращения отпотевания стенки величины.

§ 46
Аэродинамический расчет кондиционера. Подбор электровентилятора

Цель аэродинамического расчета кондиционера — определение сопротивления его воздушного тракта и подбор необходимого электровентилятора по требуемым производительности и напору.

Напор электровентилятора (Па) находится по формуле

$$H_{вт} = (1{,}1 \div 1{,}2)(H_к + \Delta p_к), \qquad (X.6)$$

где $H_к$ — полный напор воздуха за кондиционером, представляющий собой сопротивление системы воздухопроводов (до и после кондиционера) и воздухораспределителей;

$\Delta p_к$ — сопротивление воздушного тракта кондиционера.

Аэродинамический расчет воздухопроводов СКВ рассмотрен в § 31. Сопротивление кондиционера

$$\Delta p_к = \sum_{i=1}^{m} \Delta p_{эл\,i} + \sum_{j=1}^{n} \Delta p_{м\,j} + \sum_{p=1}^{k} \Delta p_{тр.\,p}, \qquad (X.7)$$

где $\Delta p_{эл}$ — сопротивление отдельных элементов кондиционера: охладителей и нагревателей воздуха, каплеуловителей, фильтров;

$\Delta p_м$ — местные сопротивления воздушного тракта кондиционера (внезапные сужения и расширения, повороты и т. п.);

$\Delta p_{тр}$ — сопротивление трения на отдельных прямых участках воздушного тракта кондиционера.

Аэродинамический расчет выполняется после компоновки кондиционера. При этом его воздушный тракт подразделяют на отдельные наиболее простые элементы сопротивления, которые как можно ближе подходят к уже изученным на опыте случаям, приведенным в специальной справочной литературе [3, 85, 86, 102, 145 и др.].

Для определения сопротивлений трения и местных сопротивлений можно пользоваться формулами и рекомендациями § 31. При этом надо иметь в виду, что сопротивление трения воздушного тракта составляет весьма небольшую величину по сравнению с местными сопротивлениями и сопротивлениями теплообменных аппаратов, фильтров и т. п.

Коэффициент местного сопротивления ζ для наиболее часто встречающихся в судовых кондиционерах случаев — резкие сужения ($\zeta_с$) и расширения ($\zeta_р$) канала, вход в канал и выход из него, повороты потока — можно определить по графику (рис. 127). При этом динамический напор в формуле (VII.95) для определения со-

противления следует вычислять по скорости в меньшем сечении канала f_1 (для сужения — расширения) и в сечении после поворота (для поворота). Для случая входа в канал или выхода из него следует принимать $f_1/f_2=0$. При повороте $\zeta=\zeta_м+\zeta_{тр}$, где $\zeta_м$ определяется по рис. 127, *б*, а $\zeta_{тр}=0{,}0175\,\lambda(R/d_э)\alpha°$. Для гладких стенок $\lambda\approx0{,}02$.

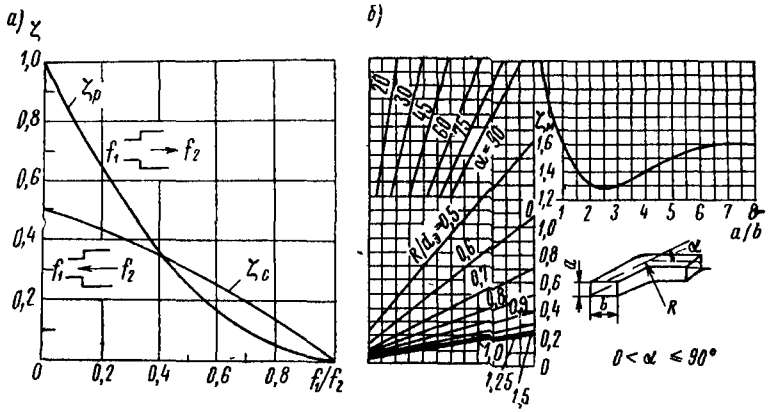


Рис. 127. Значения коэффициентов местного сопротивления при резком сужении $\zeta_с$ и расширении $\zeta_р$ канала (*а*) и при повороте потока (*б*).

Для конфузора ζ может быть определено в зависимости от угла его конусности $\alpha°$ [102, 145]:

$\alpha°$	5	10	20	30	45	60	80
ζ	0,06	0,17	0,20	0,24	0,30	0,32	0,35

Для диффузора ζ, отнесенный к выходной скорости,

$$\zeta=k\left(\frac{f_2}{f_1}-1\right)^2, \qquad (X.8)$$

где f_1 и f_2 — входное (меньшее) и выходное сечения диффузора;
k — коэффициент, зависящий от угла α конусности [102, 145]:

$\alpha°$	5	10	15	20	30	40	60	90	120
k	0,13	0,17	0,26	0,41	0,71	0,90	1,12	1,07	1,05

Сопротивление фильтров и каплеуловителей обычно бывает известно из их характеристик. Аэродинамическое сопротивление охладителей и нагревателей воздуха — теплообменных аппаратов необходимо рассчитывать. Полученные на основе экспериментов данные по сопротивлениям гладкотрубных или ребристых пучков трубок приводятся в виде критериальной $Eu_в=f(Re_в)$ или разрешенной относительно сопротивления теплообменника $\Delta p_в$ зависимостей. При этом аэродинамическое сопротивление (Па) теплообменной поверхности включает в себя сопротивление трения и *местные сопротивления, возникающие* вследствие расширения и

сужения потока при поперечном обтекании пучка трубок, а расчетная формула имеет такой вид:

$$\Delta p_в = \zeta \frac{w_в^2}{2} \gamma_в, \qquad (X.9)$$

где ζ — коэффициент местного (точнее, общего) сопротивления;

$w_н$ и $\gamma_в$ — линейная (средняя по расходу) скорость, м/с, и плотность, кг/м^3, воздуха.

Если пользоваться критериальными зависимостями, то с учетом того, что

$$Eu_в = \frac{\Delta p_в}{\gamma_в w_в^2}, \qquad (X.10)$$

можно определить аэродинамическое сопротивление (Па) теплообменника

$$\Delta p_в = Eu_в \gamma_в w_в^2 = 2Eu_в \frac{w_в^2}{2} \gamma_в, \qquad (X.10а)$$

откуда следует, что $\zeta = 2Eu_в$.

Сопротивление воздухонагревателя и воздухоохладителя при сухом (без осушения) охлаждении воздуха можно определять по одним и тем же уравнениям. Аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя при охлаждении с осушением воздуха выше, чем при сухом охлаждении, и должно определяться по соответствующим уравнениям или номограммам, приведенным ниже.

По данным [4, 98, 102] для гладкотрубных пучков, какими, в частности, могут быть электрические воздухонагреватели, состоящие из гладкотрубных элементов:

при коридорном расположении трубок

$$\zeta = 2\left(1{,}36 \lg \frac{\sigma_2}{\sigma_1 - 1} + 0{,}057\right) c n_2 \qquad (X.11)$$

или (упрощенно)

$$\zeta = (6 + 9n_2)\, \sigma_1^{-0{,}23}\, Re_в^{-0{,}26}, \qquad (X.12)$$

при шахматном расположении трубок

$$\zeta = (4 + 6{,}6n_2)\, Re_в^{-0{,}28} \quad (\text{при } \sigma_1 < \sigma_2) \qquad (X.13)$$

или

$$\zeta = (5{,}4 + 3{,}4n_2)\, Re_в^{-0{,}28} \quad (\text{при } \sigma_1 > \sigma_2). \qquad (X.14)$$

В этих формулах $\sigma_1 = S_1/d_н$ — относительный поперечный шаг пучка (шаг трубок в ряду);

$\sigma_2 = S_2/d_н$ — относительный продольный шаг пучка (шаг трубок по глубине, между рядами);

$c = \dfrac{75\,000}{Re_в} \lg \dfrac{\sigma_2}{\sigma_1 - 1}$ — коэффициент;

n_2 — *число рядов трубок по ходу* воздуха.

В эти формулы (в критерии Рейнольдса), равно как и в формулу (X.8), входят скорость воздуха в узком сечении, а плотность и коэффициент кинематической вязкости воздуха определяются по средней температуре воздуха. За определяющий размер принят наружный диаметр трубок $d_н$.

Аэродинамическое сопротивление пучков трубок с поперечными круглыми или прямоугольными ребрами может быть определено по формулам В. М. Антуфьева и Г. С. Белецкого [4]:

для шахматных пучков с $\sigma_1=\sigma_2=2$ при $Re_в=10^4\div6\cdot10^4$

$$Eu_в = 1{,}35n_2\left(\frac{h_р}{d_н}\right)^{0,45}\left(\frac{S_р}{d_н}\right)^{-0,72}Re_в^{-0,24}; \qquad (X.15)$$

для тесных шахматных пучков, когда ребра соседних трубок соприкасаются, при $Re_в=10^4\div6\cdot10^4$ и $h_р/d_н=0{,}5$

$$Eu_в = 0{,}085n_2\left(\frac{S_р}{d_н}\right)^{-0,72}Re_в^{-0,24}; \qquad (X.16)$$

для коридорных пучков с $\sigma_1=\sigma_2=2$ при $Re_в=10^4\div10^5$

$$Eu_в = 0{,}094n_2\left(\frac{h_р}{d_н}\right)^{0,5}\left(\frac{S_р}{d_н}\right)^{-0,58}; \qquad (X.17)$$

для тесных коридорных пучков при $Re=10^4\div10^5$

$$Eu_в = 0{,}085n_2\left(\frac{h_р}{d_н}\right)^{0,3}\left(\frac{S_р}{d_н}\right)^{-0,58}. \qquad (X.18)$$

В этих формулах, равно как и в формуле (X.10), физические параметры воздуха принимают по его средней температуре, скорость — в узком сечении, характерный размер — наружный диаметр трубок $d_н$.

Аэродинамическое сопротивление при поперечном обтекании пучков круглых трубок со спирально-ленточным оребрением при $Re_в=5\cdot10^3\div4\cdot10^4$ может быть определено по формуле

$$Eu_в = Bn_2Re_в^m, \qquad (X.19)$$

где значения коэффициента B и показателя степени m для шести пучков с различными геометрическими характеристиками по данным [9] принимаются по табл. 10. За определяющие размер и температуру приняты соответственно $d_н$ и средняя температура воздуха, а скорость — в узком сечении.

Все рассмотренные выше уравнения позволяют определять аэродинамическое сопротивление воздуха при его нагревании или сухом охлаждении.

Для воздухоохладителей из коридорных пучков стальных трубок со спирально-ленточным гофрированным оребрением, серийно выпускаемых одним из заводов и имеющих следующие геометрические характеристики (мм): $d_н=22$; $S_1=S_2=42$; $h_р=10$; $S_р=4{,}4$; $\delta_р=0{,}7$; $\beta=11{,}85$ (при $d_{вн}=18$ мм), по данным [90] аэродинамическое сопротивление (Па) может быть определено по уравнениям:

для сухого охлаждения

$$\Delta p_{сух} = 0{,}392 n_2 (w_в \gamma_в)^{1{,}78}, \qquad (X.20)$$

для охлаждения и осушения воздуха

$$\Delta p_{вл} \approx 1{,}115 n_2 (w_в \gamma_в)^{1{,}37}, \qquad (X.21)$$

для охлаждения и осушения воздуха при орошении воздуха и поверхности циркулирующей холодной водой (коэффициент орошения $\mu = G_w/G_в = 0{,}7 \div 1{,}0$)

$$\Delta p_{ор} \approx 0{,}785 n_2 (w_в \gamma_в)^{1{,}78}, \qquad (X.22)$$

справедливым при массовых скоростях воздуха в узком сечении $3 \leqslant w_в \gamma_в \leqslant 8$ кг/(м²·с), или по рис. 128 (для одного ряда трубок), где, кроме того, приведена кривая *5* соотношения $\Delta p_{вл}/\Delta p_{сух}$ по формулам (X.21) и (X.20).

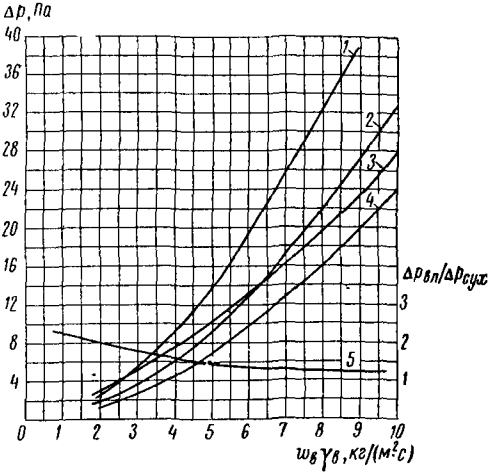


Рис. 128. Аэродинамическое сопротивление одного ряда ребристых трубок.

1 — по формуле (X.22); *2* — по формуле (X.24); *3* — по формуле (X.21); *4* — по формуле (X.20); *5* — $\Delta p_{вл}/\Delta p_{сух}$ по формулам (X.21) — (X.20).

При испытаниях четырех- и восьмирядных указанных пучков оребренных трубок [90] установлено, что сопротивление при охлаждении с осушением возрастает приблизительно на 50% по сравнению с сухим охлаждением, а в случае орошения — на 80—100%.

Аэродинамическое сопротивление одного ряда шахматного пучка со сплошным пластинчатым оребрением из трубок с $d_н = 10$ мм при $S_1/d_н = 2{,}15$; $S_2/d_н = 2{,}5$; $\delta_р = 0{,}3$ мм и $S_р = 3{,}0$ мм можно определить по кривой *1* на рис. 129, а из трубок с $d_н = 15$ мм при $S_1/d_н = 2{,}6$; $S_2/d_н = 2{,}2$; $\delta_р = 0{,}4$ мм и $S_р = 3{,}5$ мм — по кривой 2 на этом же рисунке (по данным [9]). Определяющие: размер — $d_н$, температура — средняя и скорость — в узком сечении.

Для сухого охлаждения воздуха в пучках с коридорным расположением трубок и сплошным пластинчатым оребрением при $d_н = 10 \div 15$ мм, $S_р = 2 \div 3$ мм, $L/d_э = 15 \div 50$ и $w_в \gamma_в = 3 \div 10$ кг/(м²·с) А. А. Гоголиным [31, 33] получено уравнение для определения аэродинамического сопротивления (Па)

$$\Delta p_{сух} = 0{,}111 \frac{L}{d_э} (w_в \gamma_в)^{1{,}7}, \qquad (X.23)$$

которое графически представлено на рис. 130.

Здесь $w_в\gamma_в$ — массовая скорость воздуха в узком сечении;

$d_э$ — эквивалентный диаметр межтрубио-межреберного сечения, определяемый по формуле (VIII.59).

Эта формула получена при испытании воздухоохладителя, имеющего неравные шаги ребер и неровную поверхность пластин. Как указывает автор [33], при тщательном выполнении поверхностей величины аэродинамического сопротивления могут быть снижены в 1,5 раза в сравнении с рассчитанными по уравнению (X.23), что и следует учитывать при расчете $\Delta p_{сух}$.

Аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя в случае образования на поверхности инея может быть определено по формулам, полученным при испытаниях без инея, в частности по уравнению (X.23), однако при расчете $w_в$ и $d_э$ необходимо учитывать сужение живого сечения слоем инея.

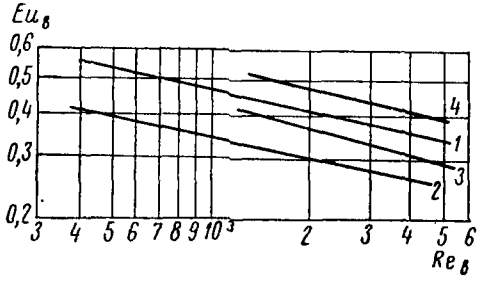


Рис. 129. Аэродинамическое сопротивление одного ряда при поперечиом обтекаиии пучка круглых трубок с пластиичатым оребрением. *1* — сплошное оребрение, шахматный пучок ($d_н$ = =10 мм; $S_1/d_н$=2,15; $S_2/d_н$=2,5; $\delta_р$=0,3 мм; $S_р$=3 мм); *2* — сплошное оребренне, шахматный пучок ($d_н$= =15 мм, $S_1/d_н$=2,6; $S_2/d_н$=2,2; $\delta_р$=0,4 мм; $S_р$=3 мм), *3* — сплошное оребренне, коридорный пучок — по формуле (X 23) с уменьшеинем в 1,5 раза, *4* — пластнны на один ряд, шахматный пучок — по формуле (X.24).

Сопротивление воздухоохладителей, имеющих пластинчатые ребра на один-два ряда (но не сплошные на весь пучок труб) в 1,15—1,5 раза (в зависимости от $L/d_э$) больше, чем сопротивление воздухоохладителей со сплошными пластинчатыми ребрами, так как в них потери на входе повторяются на каждой секции.

Аэродинамическое сопротивление (Па) судовых рассольно-водяных воздухоохладителей, состоящих из пучка шахматно расположенных круглых трубок, с $d_н$=16 мм, $d_{вн}$=13 мм, с *плоскими* (на один ряд) насадными ребрами шириной 43 мм при S_1=37 мм, S_2=44,5 мм, $S_р$=3,5 мм, $\delta_р$=0,3 мм, по данным [102], определяется в зависимости от массовой скорости в узком сечении по формуле

$$\Delta p_{сух} = 0{,}52\,(w_в\gamma_в)^{1.792} n_2 \qquad (X.24)$$

или по кривой *2* на рис. 128.

На рис. 130 нижняя кривая — сопротивление одного ряда $\Delta p_{сух}$ по формуле (X.24), что соответствует значению $L/d_э$=8. Сопротивление $\Delta p_{сух}$ по формуле (X.23) при $L/d_э$=8 в среднем в 1,4 больше, чем по формуле (X.24) (рис. 130). Однако, если учесть, что формула (X.23) дает завышенное в 1,5 раза сопротивление, то наличие межреберных зазоров при пластинах на один ряд трубок (вместо сплошных) увеличивает $\Delta p_{сух}$ в этих условиях (при $L/d_э$=8) приблизительно в 1,1 раза.

В случае охлаждения воздуха с его осушением, как уже отмечалось, влага на поверхности воздухоохладителя значительно увеличивает аэродинамическое сопротивление $\Delta p_{вл}$, что особенно заметно при малом расстоянии между ребрами. Кроме того, оно увеличивается в круглоребристых поверхностях больше, чем в пластинчатых. Это объясняется зависанием влаги под действием капиллярных сил, затрудняющих ее перетекание с ребра на ребро.

Соотношение $\Delta p_{вл}/\Delta p_{сух}$ для воздухоохладителя со сплошным пластинчатым оребрением ($S_р - \delta_р = 2 \div 2{,}5$ мм), по данным [31], показано на рис. 131. Как видно из рисунка, с увеличением количества конденсируемой влаги $W_0/F_н$, кг/(м²·ч), отношение $\Delta p_{вл}/\Delta p_{сух}$

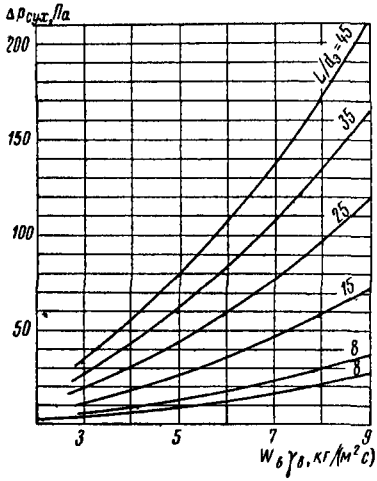


Рис. 130. Аэродинамическое сопротивление трубчатопластинчатой поверхности по уравнениям (X.23) и (X.24).

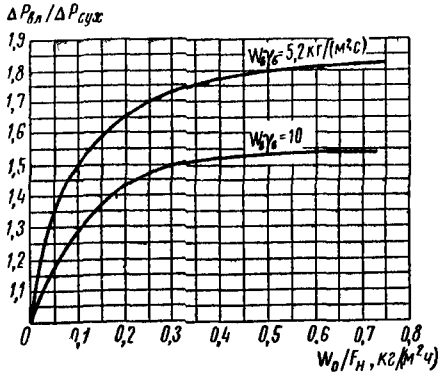


Рис 131. Соотношение $\Delta p_{вл}/\Delta p_{сух}$ аэродинамических сопротивлений при охлаждении воздуха с осушением и без него.

сначала резко возрастает, а далее, начиная с $W_0/F_н = 0{,}4 \div 0{,}5$, остается постоянным. При относительно малых массовых скоростях $w_в\gamma_в = 5{,}2$ кг/(м²·с) соотношение $\Delta p_{вл}/\Delta p_{сух}$ значительно превышает соответствующую величину для большой массовой скорости [10 кг/(м²·с)]. Это объясняется тем, что при большой скорости воздуха значительная часть образующегося на поверхности конденсата срывается воздухом и уносится далее. В результате количество конденсата на поверхности уменьшается, что приводит к сокращению прироста сопротивления по сравнению с сухим процессом. При малой скорости воздуха срыва конденсата воздухом не наблюдается, поэтому его количество, стекающее по поверхности, больше; это приводит к сужению проходного сечения и к большому относительному увеличению сопротивления.

Для судовых автономных кондиционеров, как уже отмечалось в § 37, вынос влаги из воздухоохладителя крайне нежелателен, поэтому в качестве расчетных следует принимать массовые скорости в узком сечении $w_в\gamma_в \leqslant 5 \div 6$ кг/(м²·с), при которых в ребри-

стых поверхностях уноса влаги воздухом не наблюдается, хотя в этом случае при зазоре между пластинчатыми ребрами приблизительно 2 мм $\Delta p_{вл}/\Delta p_{сух}=1{,}8$. В воздухоохладителях центральных кондиционеров допустимы и повышенные скорости воздуха (см. § 37).

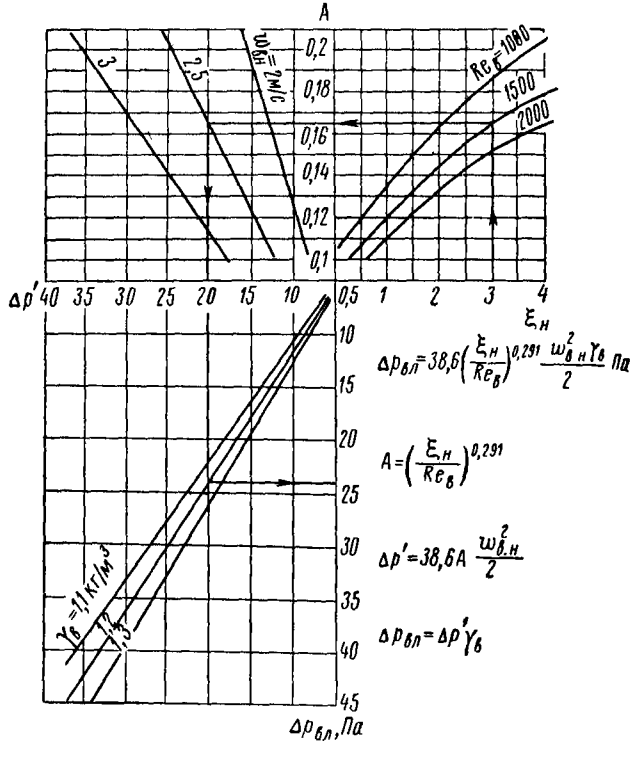


Рис. 132. Номограмма для определения аэродинамического сопротивления одиого ряда унифицированиой трубчатопластинчатой секции воздухоохладителя в мокром режиме по уравиеиию (X.25).

Отиошение $\Delta p_{вл}/\Delta p_{сух}$ для различных зазоров $(S_р - \delta_р)$ между круглыми ребрами составляет [33]:

$S_р - \delta_р$, мм	2	3	4	5	6
$\Delta p_{вл}/\Delta p_{сух}$	2,5	1,9	1,5	1,3	1,15

Как видно, в круглоребристой поверхности, особенно при малых шагах ребер, аэродинамическое сопротивление при коиденсации влаги возрастает больше, чем в пластинчатой. Очевидно, это одна из причин, по которым шаг круглых ребер не рекомендуется делать меньше 3—4 мм.

Аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя (Па), скомпонованного из унифицированных трубчатопластинчатых секций (см. рис. 63), имеющих $d_н=10$ мм, $S_р=2{,}3$ мм; $\delta_р=0{,}3$ мм;

$S_1=25$ мм; $S_2=21{,}6$ мм, в зависимости от коэффициента влаговыпадения $\xi_н$ можно определить по многократно проверенной в испытаниях формуле

$$\Delta p_{вл}=38{,}6\left(\frac{\xi_н}{\mathrm{Re}_в}\right)^{0{,}291}\frac{w_в^2\gamma_в}{2}n_2, \qquad (X.25)$$

где $\mathrm{Re}_в$ подсчитывают по наружному диаметру трубок $d_н$ и средней скорости $w_{в.н}$ набегающего потока воздуха (во фронтальном сечении воздухоохладителя), а $\nu_в$ и $\gamma_в$ принимают по средней температуре воздуха в воздухоохладителе. Это сопротивление может быть определено по номограмме (рис. 132). В режимах охлаждения без осушения и нагрева $\xi_н=1$.

На рис. 129 кривыми *3* и *4* показаны критериальные зависимости, соответствующие сопротивлению одного ряда пучков трубок с пластинчатым оребрением, определенному соответственно по формулам (X.23) (с уменьшением в 1,5 раза) и (X.24). При этом во всех случаях за определяющие приняты: $d_н$, $w_в$ и средняя температура воздуха.

Аэродинамическое сопротивление (Па) одного ряда алюминиевых трубок с накатным оребрением шахматного пучка, характеристики которого приведены в § 33, в мокром (с осушением) режиме охлаждения воздуха [37]

$$\Delta p_{вл}=0{,}72k\,(w_в\gamma_в)^{1{,}9}, \qquad (X.26)$$

где значение k зависит от массовой скорости воздуха в узком сечении $w_в\gamma_в$ и количества влаги, выпадающей на 1 м² поверхности в течение часа, $W_0/F_н$. При $W_0/F_н\geqslant 0{,}6$, что соответствует $\xi_н\geqslant 1{,}8$, можно принимать: $k=2{,}35$ — для $w_в\gamma_в=3{,}3$ кг/(м²·с), $k=2{,}0$ — для $w_в\gamma_в=5{,}25$ кг/(м²·с) и $k=1{,}15$ для $w_в\gamma_в=11$ кг/(м²·с).

Для сухого охлаждения или нагревания воздуха в этой формуле следует принимать $k=1$.

Аэродинамическое сопротивление (Па) пучка трубок с накатным оребрением, характеристики которого приведены в § 39, по данным [115], определяется по формулам:

при нагревании воздуха

$$\Delta p_{нагр}=9{,}7\,(w_в\gamma_в)^{1{,}37}; \qquad (X.27)$$

при сухом охлаждении

$$\Delta p_{сух}=14{,}1\,(w_в\gamma_в)^{1{,}32}; \qquad (X.28)$$

при охлаждении с осушением

$$\Delta p_{вл}=74\,(w_в\gamma_в)^{0{,}65} \qquad (X.29)$$

для области, где

$$T=\frac{t_{рос1}-t_{w1}}{t_{в1}-t_{рос1}}>0{,}6$$

и

$$\Delta p_{вл}=119{,}5\,(w_в\gamma_в)^{0{,}504}\,T^{0{,}57-0{,}041w_в\gamma_в} \qquad (X.30)$$

для области, где $T<0{,}6$.

Аэродинамическое сопротивление каплеуловителя длиной (глубиной) 135 мм с внутренним дренированием влаги и щелевыми окнами, по тем же данным [115], практически не зависит от интенсивности выпадения влаги из воздуха. Как для сухого, так и для мокрого (с выпадением влаги) охлаждения воздуха оно может определяться по формуле

$$\Delta p_{к.у} = 2{,}94\,(w_в \gamma_в)^{1{,}57}. \qquad (X.31)$$

§ 47
Гидравлический расчет водяных (рассольных) теплообменных аппаратов кондиционера

Для правильного подбора циркуляционного водяного (рассольного) насоса системы охлаждения или иагрева кондиционера необходимо определить гидравлические потери в ней.

Значительную часть общих потерь напора представляет гидравлическое сопротивление воздухоохладителя (воздухонагревателя). Рассмотрим расчет гидравлических сопротивлений водяного (рассольного) воздухоохладителя (то же и воздухонагревателя, однако для краткости условимся упоминать только воздухоохладитель).

Полное гидравлическое сопротивление воздухоохладителя

$$\Delta p_w = \sum \Delta p_{тр} + \sum \Delta p_м, \qquad (X.32)$$

где $\Sigma\Delta p_{тр}$ — сумма гидравлических сопротивлений трения;
$\Sigma\Delta p_м$ — сумма местных сопротивлений.

Гидравлическое сопротивление трения (кПа)

$$\Delta p_{тр} = \lambda \frac{l}{d_{вн}} \cdot \frac{w_w^2}{2} \gamma_w 10^{-3}, \qquad (X.33)$$

где λ — коэффициент сопротивления трения, определяемый по формулам § 31;
l — суммарная длина прямых трубок с внутренним диаметром $d_{вн}$ одного хода хладоносителя, м;
γ_w — плотность хладоносителя при его средней температуре, кг/м^3;
w_w — средняя скорость хладоносителя (из теплового расчета воздухоохладителя), м/с.

Суммарная длина прямых трубок (м)

$$l = (B + 2\delta_{тр.д}) \frac{n_1}{z} n_2, \qquad (X.34)$$

где B — ширина фронтального сечения воздухоохладителя, м;
$\delta_{тр.д}$ — толщина трубной доски, м;
n_1 — число трубок в ряду;
n_2 — число рядов трубок;
z — число трубок, в которые подводится хладоноситель.

Используя формулу (VII.86) Блазиуса для коэффициента сопротивления трения λ при $Re_w = 3 \cdot 10^3 \div 10^5$, можно преобразовать уравнение (X.33) к виду

$$\Delta p_{тр} = 1{,}58 \cdot 10^{-4} l \gamma_w \nu_w^{0{,}25} w_w^{1{,}75} d_{вн}^{-1{,}25} \text{ кПа}. \quad (X.35)$$

Местные сопротивления (кПа) определяются по формуле

$$\Delta p_м = \zeta \frac{w_w^2 \gamma_w}{2} 10^{-3}, \quad (X.36)$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления, принимаемый в зависимости от типа местного сопротивления по данным специальной литературы.

Обычно в воздухоохладителях местными сопротивлениями являются сопротивления от поворота на 180° при переходе через колено (калач) из одной трубки в другую и сопротивления во входном и выходном коллекторах хладоносителя (воды, рассола). Сопротивление при повороте в калачах $\Delta p_к$ может быть определено по формуле (X.36), если в расчет принять $\zeta = 2$ и количество калачей на один ход хладоносителя

$$z_к = \frac{n_1 n_2}{z} - 1.$$

В практике проектирования для определения $\Delta p_к$ (кПа) применяется многократно проверенная в испытаниях формула

$$\Delta p_к = 390 R^{-2{,}4} z_к \frac{w_w^2 \gamma_w}{2} \cdot 10^{-3}, \quad (X.37)$$

где R — радиус калача, мм.

Потеря давления (кПа) во входном и выходном коллекторах в отдельности определяется по формуле

$$\Delta p_{кол} = 95 \gamma_w \nu_w^{1{,}2} d_{вн}^{-1{,}2} w_{w\,кол}^{0{,}8}, \quad (X.38)$$

где $w_{wкол}$ — скорость хладоносителя в коллекторе, м/с; ее можно принимать в пределах 1,0—2,5 м/с в зависимости от материала коллектора (для коллектора из материала марки МНЖ-5-1, например, $w_{wкол} = 2{,}0 \div 2{,}5$ м/с).

Если величина $w_{wкол}$ была принята, диаметр коллектора (м) определяется по формуле

$$D_{кол} = \sqrt{\frac{4 G_w}{\pi w_{wкол} \gamma_w}} = 1{,}13 \sqrt{\frac{G_w}{w_{w\,кол} \gamma_w}}, \quad (X.39)$$

где G_w — расход хладоносителя, кг/с.

В том случае, когда $D_{кол}$ принят конструктивно (известен по чертежу воздухоохладителя), скорость хладоносителя (м/с) в коллекторе

$$w_{w\,кол} = \frac{1{,}273 G_w}{D_к^2 \gamma_w}. \quad (X.39а)$$

Полное гидравлическое сопротивление (кПа) воздухоохладителя с 10—20%-ным запасом равно

$$\Delta p_w = (1{,}1 \div 1{,}2)(\Delta p_{тр} + \Delta p_к + \Delta p_{кол.\,вх} + \Delta p_{кол.\,вых}). \quad (X.40)$$

Для восьмирядного (восьмиходового по воде) воздухоохладителя (нагревателя) из алюминиевых трубок с накатным оребрением ($f_w = 0{,}000628$ м^2), описанного в § 39, по данным испытаний [115] суммарное гидравлическое сопротивление (кПа) можно определять по формуле

$$\Delta p_w = 23{,}3 w_w^{1{,}8}. \quad (X.41)$$

Аналогично производится гидравлический расчет конденсаторов и испарителей холодильных машин, обслуживающих судовые кондиционеры.

§ 48
Расчет распределителя жидкого фреона и гидравлических сопротивлений воздухоохладителей непосредственного испарения

Гидравлическое сопротивление воздухоохладителя непосредственного испарения

$$\Delta p_ф = \Delta p_{р.\,ж} + \Delta p_0 + \Delta p_{вс.\,к}, \quad (X.42)$$

где $\Delta p_{р.ж}$ — сопротивление распределителя жидкого фреона;

Δp_0 — сопротивление при движении фреона в трубках воздухоохладителя;

$\Delta p_{вс.\,к}$ — сопротивление всасывающего коллектора, представляющее сумму сопротивлений от внезапного расширения паров фреона при выходе из трубок в коллектор и от трения при движении в коллекторе.

Величина $\Delta p_{вс.к}$ может быть найдена по рекомендациям и формулам § 31 и настоящей главы (скорость паров на выходе из трубок обычно составляет 6—8 м/с, такая же или несколько бо́льшая скорость будет и в коллекторе — все это необходимо определять расчетом). Однако в сравнении с $\Delta p_{р\,ж}$ и Δp_0 величина $\Delta p_{вс.к}$ относительно невелика и может не определяться. Тогда приближенно

$$\Delta p_ф \approx \Delta p_{р.\,ж} + \Delta p_0. \quad (X.43)$$

Величина Δp_0 (МПа) для фреонов-12 и -22 приближенно может быть найдена по формуле (VIII.96)

$$\Delta p_0 = 6 \cdot 10^{-11} \frac{l}{d_{вн}} (q_{F_a} w_a \gamma_a)^{0{,}91}.$$

Сопротивление распределителя жидкости $\Delta p_{р.ж}$ можно рассчитать по методу, разработанному в ЦНИИМФ (Д. Г. Замковым и А. А. Третьюхиным), который наряду с $\Delta p_{р.ж}$ позволяет определить основные конструктивные размеры распределителя того или

иного типа (рис. 133): D — внутренний диаметр смесительной камеры; D_0 — диаметр отверстия смесительной шайбы; l — длину смесительной камеры; δ — толщину смесительной шайбы; $d_к$ и $l_к$ — диаметр и длину отводящей трубки (для распределителей без шайбы длина смесительной камеры практически не влияет на качество распределения жидкости).

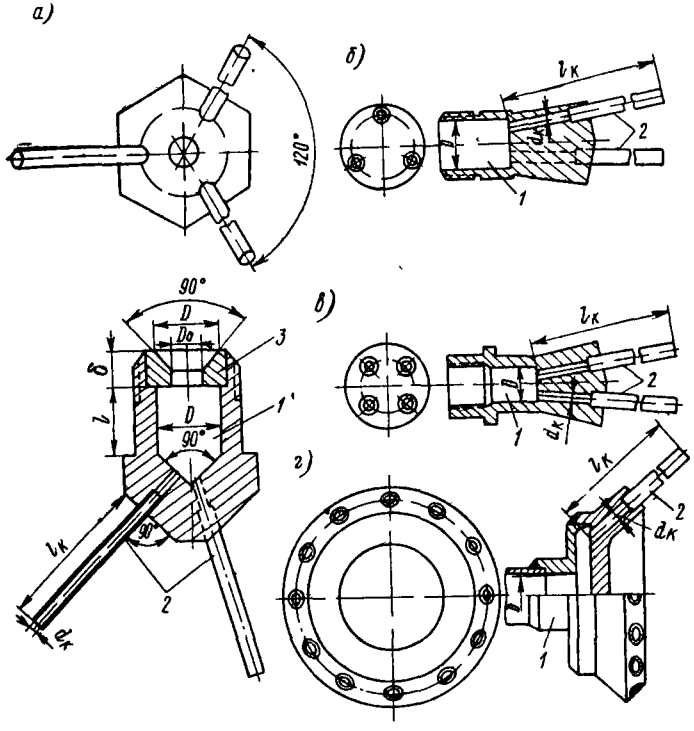


Рис. 133. Схема устройства и основные размеры распределителей жидкого фреона различных типов: *а* — РС (распределитель-смеситель, с шайбой); *б* — РФ (распределитель фреона, $D=10$ и 14 мм, $d_к=3$ мм, $z=3$); *в* — 10РФ-4-1 ($D=10$ мм, $d_к=4$ мм, $z=4$); *г* — РЖ (для воздухоохладителей кондиционеров).
1 — смесительная камера; *2* — отводящие трубки; *3* — смесительная шайба

Цель расчета распределителя жидкости состоит в определении его геометрических размеров для заданной степени равномерности распределеиия жидкости по отводящим трубкам при миниимальном гидравлическом сопротивлении распределителя и заданных расходе и параметрах фреона перед ним.

Распределитель жидкости устанавливают после терморегулирующего клапана (ТРК) или капиллярной трубки в непосредственной близости от них, желательно с вертикальным расположением оси при подаче фреона сверху вниз. От него парожидкостная смесь отводится в z отводящих трубок, равных числу шлангов (подводов фреона) испарителя-воздухоохладителя. Возможны и

такие схемы, когда фреон от одного ТРК с помощью первого распределителя жидкости подводится к двум-трем одинаковым (вторым) распределителям жидкости («паукам»), обеспечивающим равномерную раздачу парожидкостной смеси фреона по шлангам каждого из двух-трех воздухоохладителей или двух-трех секций одного воздухоохладителя. В этом случае последовательно рассчитывают первый и второй распределители жидкости на соответствующие расходы и параметры фреона и определяют их суммарное гидравлическое сопротивление.

Следует иметь в виду, что чем больше $\Delta p_{р\,ж}$, тем равномернее жидкий фреон распределяется по отдельным трубкам—шлангам, которые при этом будут работать при практически одинаковых тепловых нагрузках. Объясняется это тем, что относительное различие в гидравлических сопротивлениях отдельных шлангов с учетом $\Delta p_{р.ж}$ значительно уменьшается в сравнении с разницей (отношением) этих сопротивлений без $\Delta p_{р.ж}$. Однако увеличенное сопротивление $\Delta p_{р\,ж}$ отрицательно влияет на работу ТРК или капиллярной трубки, расположенных перед распределителем. Необходимо, чтобы $\Delta p_{р.ж} \leqslant (0{,}1 \div 0{,}14)$ МПа.

Коэффициентом неравномерности распределения ψ называется отношение наибольшего расхода фреона через какой-либо отвод $G_{а\,макс}$ к среднему расходу фреона по отводящим трубкам $G_а = G_0/z$ (где G_0 — общий расход фреона через распределитель), т. е.

$$\psi = \frac{G_{а\,макс}}{G_а}. \qquad (X.44)$$

При совершенно равномерном распределении, которого практически не бывает, $\psi = 1$. Приемлемым можно считать $\psi \leqslant 1{,}15$, например $\psi = 1{,}1$. Тогда все шланги воздухоохладителя в тепловом отношении будут работать относительно одинаково.

Наибольшая возможная неравномерность распределения получается при малых скоростях (расходах) парожидкостной смеси фреона. Поэтому в первую очередь следует определить конструктивные размеры распределителя при минимальном практически возможном расходе парожидкостной смеси $G_{0мин}$ и заданном коэффициенте неравномерности ψ, а затем определить гидравлическое сопротивление распределителя $\Delta p_{р.ж}$ при максимальном расходе фреона G_0 и проверить, допустимо ли оно. При этом величина ψ будет, безусловно, меньше заданной.

Значение $G_{0мин}$ принимают из условий эксплуатации установки, оно может, например, составлять $G_{0мин} = (0{,}25 \div 0{,}50)\, G_0$.

В результате экспериментального исследования распределителей [56], проведенного на водовоздушной смеси[1], имитировавшей парожидкостную смесь фреона, определена наиболее эффективная (с наименьшим $\Delta p_{р.ж}$ при заданной ψ) модель распределителя

[1] Эти результаты и методика расчета были подтверждены испытаниями распределителей на фреонах-12 и -22 (Д. Г. Замков, А. А. Третьюхин. Стендовые испытания распределителя хладагента на фреоне-12 и фреоне-22.— Труды ЦНИИМФ, вып. 86, Л., «Транспорт», 1967).

типа РС (рис. 133, *а*) с соотношениями: $D_0/D=0{,}5$; $d_к/D=0{,}435z^{-0{,}5}$; $\delta/D_0=1{,}25$; $l_к/d_к=25$; $l/D_0=3{,}75\div5$. Эта модель позволяет при $\psi=1{,}1$ получить $\Delta p_{р.ж}$ в 2—2,5 раза меньше, чем в моделях без шайб (см. Д. Г. Замков. Сравнительная оценка эффективности работы распределителей хладагента по параллельно подключенным теплообменным аппаратам холодильной установки.— Труды ЦНИИМФ, вып. 86, Л., «Транспорт», 1967). Опыты проводились при $D=0{,}005\div0{,}030$ м; $l/D_0=1{,}25\div10$; $D_0/D=0{,}2\div1{,}0$; $\delta/D_0=1\div3{,}5$; $l_к/d_к=25$ и относительно небольшом числе отводов (три). Для большого числа отводов, очевидно, потребуются меньшие значения D_0/D, т. е. большие диаметры D, иначе будет трудно разместить большое число отводов — трубок на распределителе. Однако следует иметь в виду, что при $D_0/D=0{,}19\div0{,}25$ величина $\Delta p_{р.ж}$ получается обычно значительно больше (в 2—10 раз), чем $\Delta p_{р.ж}$ распределителя без шайбы. Поэтому при большом z раздаточную часть распределителя с шайбой лучше выполнять по конструктивной форме, представленной на рис. 133, *г*, сохраняя $D_0/D\approx0{,}5$, либо делать распределитель без шайбы типа РЖ (рис. 133, *г*).

Порядок расчета распределителя жидкости следующий.

Количество пара, образовавшегося при дросселировании в ТРК или капиллярной трубке, т. е. степень сухости пара (кг/кг) за ТРК

$$x=\frac{\Delta i}{r'}, \qquad (X.45)$$

где Δi — количество тепла, пошедшего на парообразование при дросселировании от давления конденсации $p_к$ до давления за ТРК p_0', которое предварительно принимается в зависимости от давления p_0 кипения в испарителе $p_0'=p_0+\Delta p_{р.ж}=p_0+(0{,}03\div0{,}12)$ МПа, кДж/кг;

r' — теплота парообразования фреона при p_0', кДж/кг.

Величина Δi (кДж/кг) найдется по формуле

$$\Delta i=i_и-i', \qquad (X.46)$$

где $i_и$ — энтальпия переохлажденного жидкого фреона перед ТРК (из расчета цикла), кДж/кг;

i' — энтальпия жидкого фреона при давлении p_0' за ТРК (на левой пограничной кривой), кДж/кг.

Расход паров фреона через распределитель $G_0''=xG_0$, кг/с, а расход жидкости $G_0'=G_0-G_0''$, кг/с. Соответствующие минимальные расходы: $G'_{0\,мин}=0{,}25G_0'$ и $G''_{0\,мин}=0{,}25G_0''$.

Внутренний диаметр смесительной камеры (м)

$$D=\frac{1{,}18k^{1/3n}}{(\sigma')^{1/3}}\left(\frac{\psi-1}{z-\psi}\right)^{1/3n}\left[\gamma'\left(G'_{0\,мин}v''\right)^2+\gamma''\left(G''_{0\,мин}v''-G'_{0\,мин}v'\right)^2\right]^{1/3}, \qquad (X.47)$$

где γ', v' и σ' — плотность (кг/м³), удельный объем (м³/кг) и коэффициент поверхностного натяжения (Н/м) жидкого фреона (на левой пограничной кривой) при давлении p_0' за ТРК (перед распределителем);

γ'' и v'' — плотность (кг/м³) и удельный объем (м³/кг) сухого насыщенного пара фреона (на правой пограничной кривой) при давлении p_0'.

Значения коэффициента k и показателя степени n в формуле (X.47) зависят от типа распределителя жидкости и его установки (вертикально, горизонтально) — см. табл. 20. При вертикальном положении распределителя (подача хладагента сверху вниз) уменьшаются коэффициент ψ неравномерности распределения и гидравлическое сопротивление $\Delta p_{р.ж}$. Для распределителей типа РЖ (рис. 133, *г*) значения k и n ориентировочно можно принимать как и для распределителей типа 10РФ-4-1 или РФ.

Таблица 20

Значения коэффициента k и показателя степени n в формуле (X. 47) для различных распределителей жидкости

Положение распределителя	Распределитель					
	РС		РФ		10РФ-4-1	
	k	n	k	n	k	n
Горизоитальное	1,2	0,7	0,088	0,96	0,18	0,71
Вертикальное (сверху вниз)	1,65	0,93	16	0,125	9,12	0,22

Для распределителей типа РС по принятому соотношению $D_0/D=0{,}5$ (или другому) находят $D_0=0{,}5D$. Затем, исходя из приведенных выше соотношений, определяют: $l=3{,}75D_0$; $\delta=1{,}25D_0$; $d_к=0{,}435z^{-0{,}5}D$; $l_к=25d_к$ (величина $l_к$ может быть конструктивно принята и другой, исходя из удобства расположения распределителя и расстояния до наиболее отдаленной трубки воздухоохладителя, к которой подводится фреон).

Для распределителей без смесительной шайбы $d_к$ (м) находят аналогично (из уравнения неразрывности потока в камере смешения и в отводящих каналах — трубках) по формуле

$$d_к = Az^{-0{,}5}D, \qquad (X.48)$$

где $A=(w_0/w_к)^{0{,}5}$; w_0 — скорость фреона в смесительной камере; $w_к$ — то же в отводящих каналах.

Для распределителя 10РФ-4-1 $A=0{,}8$; для распределителей типа РФ $A=0{,}52$ при $D=10$ мм и $A=0{,}37$ при $D=14$ мм.

Длину отводящего канала (трубки) $l_к$ определяют конструктивно. Экспериментально установлено: $l_к=25d_к$ — для распределителя 10РФ-4-1 (можно принимать и другие значения) и $l_к=(25\div200)d_к$ — для распределителей РФ.

Далее определяют гидравлическое сопротивление $\Delta p_{р.ж}$ распределителя принятых конструктивных размеров.

Приведенная скорость жидкого фреона (м/с)

$$w_0' = \frac{G_0' v'}{0{,}785D^2} \qquad (X.49)$$

и пара в смесительной камере

$$w_0'' = \frac{G_0'' v''}{0{,}785 D^2}, \qquad \text{(X.50)}$$

где D в м.

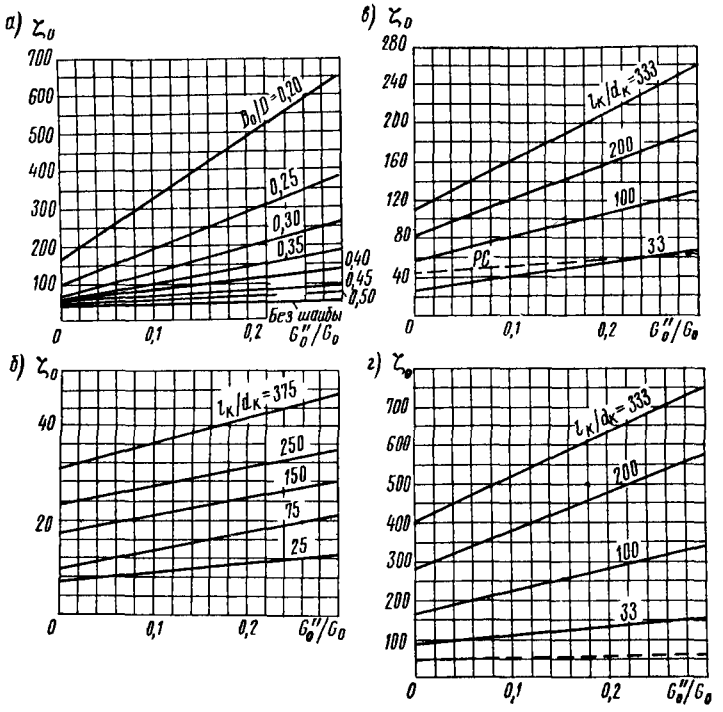


Рис. 134. Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления ζ_0 от геометрических (D_0/D и $l_к/d_к$) и режимных (G_0''/G_0) соотношений для распределителей жидкости: *а* — типа РС; *б* — типа 10РФ-4-1; *в* — типа РФ при $D=10$ мм: *г* — типа РФ при $D=14$ мм.

Приведенная скорость (м/с) парожидкостной смеси фреона в смесительной камере распределителя

$$w_0 = w_0' + \frac{\gamma''}{\gamma'} w_0''. \qquad \text{(X.51)}$$

Гидравлическое сопротивление (МПа) распределителя жидкости

$$\Delta p_{р.ж} = \zeta_0 \left(1 + \frac{w_0''}{w_0}\right) \frac{w_0^2 10^{-6}}{2v'}, \qquad \text{(X.52)}$$

где коэффициент гидравлического сопротивления распределителя находят по графикам (рис. 134): для РС — по данным [56] в зависимости от D_0/D и G_0''/G_0 (рис. 134, *а*); для 10РФ-4-1 — по данным А. А. Третьюхина и Л. В. Бобровой (Исследование распреде-

лительных устройств для судовых холодильных установок.— Труды ЦНИИМФ, вып. 112, Л., «Транспорт», 1969) (рис. 134, *б*), и для РФ — по данным А. А. Третьюхина (Сравнительные стендовые испытания распределителей хладагента.— Труды ЦНИИМФ, вып. 86, Л., «Транспорт», 1967) (рис. 134, *в, г*) в зависимости от $l_к/d_к$ и G_0''/G_0.

Давление кипения фреона в воздухоохладителе будет равно $p_0 = p_0' - \Delta p_{р.ж}$. Если оно не совпадает с ранее принимавшимся в тепловом расчете воздухоохладителя (испарителя) давлением кипения p_0, т. е. если $\Delta p_{р.ж}$, определенное по формуле (X.52), отличается от ранее принятого, необходимо повторить расчет распределителя жидкости при новом значении $p_0' = p_0 + \Delta p_{р.ж}$. Если получается $\Delta p_{р.ж} > 0{,}1 \div 0{,}14$ МПа, необходимо изменить конструктивные соотношения или даже тип распределителя жидкости и рассчитать его и $\Delta p_{р.ж}$ заново. Обычно величина $\Delta p_{р.ж}$ больше гидравлического сопротивления трубок воздухоохладителя Δp_0.

Если имеется второй распределитель жидкости, то его рассчитывают так же. При этом принимают в расчет давление перед ним $p_0'' = p_0' - \Delta p'_{р.ж}$ (где $\Delta p'_{р.ж}$ — сопротивление первого распределителя) и соответствующий расход фреона G_0/z. Определяют сопротивление второго распределителя $\Delta p''_{р.ж}$, тогда давление кипения в воздухоохладителе $p_0 = p''_0 - \Delta p''_{р.ж}$, а суммарное сопротивление обоих распределителей $\Delta p_{р.ж} = \Delta p'_{р.ж} + \Delta p''_{р.ж}$.

При ориентировочной оценке можно на основе опытных данных принимать $\Delta p_{р.ж} \approx (1{,}2 \div 2{,}0)\Delta p_0$, где меньшие значения $\Delta p_{р.ж}$ относятся к сравнительно небольшим воздухоохладителям автономных кондиционеров, а большие — к многорядным воздухоохладителям центральных кондиционеров с большим числом подводов жидкого фреона.

ГЛАВА

XI

ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ В СУДОВЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ

§ 49

Принципы воздухораспределения в судовых помещениях

Поддержание в судовых помещениях комфортных условий обеспечивается не только подачей в них необходимого количества свежего воздуха, холода или тепла и отводом избытков влаги, но и качеством воздухораспределения. Человек легче приспосабливается к некомфортным условиям, чем к нерав-

номерному охлаждению отдельных частей тела, что зависит от температуры и скорости перемещения воздуха в зоне обитаемости. В этой зоне должно быть обеспечено равномерное температурное поле с различием температур в разных точках не более 1° С и допустимая Санитарными нормами подвижность воздуха.

В связи с малыми размерами помещений, загроможденностью их оборудованием, большой кратностью воздухообмена, небольшими допустимыми габаритами и массами воздухораспределительных устройств, правильная организация распределения кондиционированного воздуха в судовых помещениях представляет большую сложность.

Нужно стремиться к тому, чтобы приточный воздух не создавал в обитаемой зоне ощущения сквозняка, который комплексно оценивается подвижностью воздуха в зоне обитаемости и разностью температур приточного воздуха, обдувающего части тела человека, и воздуха в помещении. На рис. 135 приведены опытные данные [169] об ощущении сквозняка людьми, находящимися в помещении. Из рисунка видно, что все присутствующие (100%) начинают ощущать сквозняк при движении воздуха с $w=0{,}5$ м/с и разности указанных выше температур около 2,8° С.

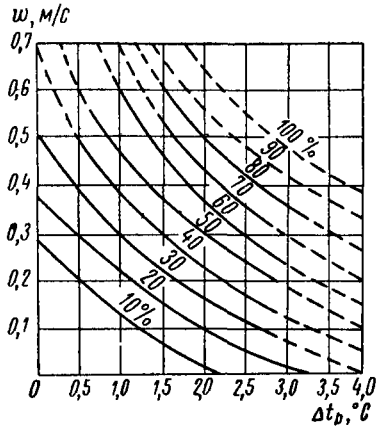


Рис. 135. К ощущению сквозняка людьми (зоны ощущения сквозняка отмечены штриховыми линиями, а цифрами указано количество людей (%) от всех присутствующих, которые ощущают или не ощущают сквозняк при различных сочетаниях w и $\Delta t_р$).

Для организации правильного и эффективного воздухораспределения в кондиционируемом помещении имеет значение конструкция воздухораспределительного устройства и местонахождение его в помещении.

Воздухораспределительное устройство, выполненное в виде единого аппарата, обычно называется воздухораспределителем. Требования к воздухораспределителям диктуются типом СКВ, для которой они предназначены. Однако к воздухораспределителям любого типа предъявляются следующие основные требования:

1) хорошая тепло-влагоассимиляция, обеспечиваемая за счет эффективного перемешивания приточного воздуха с воздухом помещения вне зоны обитаемости, для чего воздухораспределитель должен иметь достаточно высокую эжекционную способность;

2) минимальные габарит и масса;

3) хорошие акустические характеристики, т. е. бесшумность в работе;

4) эстетический, хорошо согласующийся с интерьером помещения, внешний вид;

5) минимальное аэродинамическое сопротивление;

6) простота конструкции, надежная работа в условиях качки, крена, дифферента, вибрации и ударных нагрузок, удобство обслуживания в период эксплуатации;

7) индивидуальная или централизованная регулировка метеорологических параметров в помещении в возможно более широком диапазоне.

Как известно, в настоящее время на судах применяются различные СКВ: одно- и двухканальные, низко- и высокоскоростные, с дополнительной тепловой обработкой воздуха в воздухораспределителях и без нее. Применяющиеся в судовых СКВ воздухораспределители очень разнообразны по типу и конструкции; их устройство, описание и характеристики приводятся в работах [77, 111, 139, 158 и др.]. По способу смешения приточного воздуха с воздухом помещения различают воздухораспределители эжекционные (с напором $\Delta p > 150$ Па и рабочей разностью температур $\Delta t_р \leqslant 13°C$), частично эжекционные ($\Delta p = 60 \div 140$ Па, $\Delta t_р = 7 \div 12°$ С) и неэжекционные ($\Delta p = 20 \div 50$ Па, $\Delta t_р = 4 \div 6°$ С). В первых воздухораспределителях воздух имеет струйное движение с большой скоростью, что обеспечивает хорошую эжекцию, а из последних он раздается в помещение мелкими струями с малой скоростью.

На рис. 136 приведены принципиальные схемы воздухораспределителей основных типов, которые можно подразделить на две главные принципиально отличающиеся группы: воздухораспределители доводочные, имеющие теплообменник для дополнительной обработки приточного или рециркуляционного воздуха (воздуха помещения) — рис. 136, *и*, *к*, и воздухораспределители выпускные, не имеющие теплообменника (остальные позиции на рис. 136).

Доводочные воздухораспределители в свою очередь могут быть подразделены на два основных типа: с тепловой обработкой внутрикаютного рециркуляционного воздуха (рис. 136, *к*) и с тепловой обработкой приточного воздуха (рис. 136, *и*). Первые в отличие от вторых имеют специальное сопловое устройство, обеспечивающее подсос и прохождение необходимого количества рециркуляционного воздуха через теплообменник, поэтому их также называют эжекционными доводочными воздухораспределителями. Эжекционные воздухораспределители применяются преимущественно в высоконапорных (высокоскоростных) СКВ, так как в этом случае в них используется энергия выходящего из воздухопровода воздушного потока. Скорость воздуха w_0, м/с, на выходе из сопла (поз. *2* на рис. 136, *к*) зависит от напора в сопловом аппарате

$$w_0 = 1{,}27 \Delta p^{0{,}5} \qquad \text{(XI.1)}$$

и составляет 10—25 м/с (при $w_0 > 22$ м/с заметно повышается уровень шума). Смешанный воздух на выходе из воздухораспределителя имеет скорость $w_{вых} = 1{,}5 \div 4$ м/с, что обеспечивает вторичную эжекцию. Поэтому такие воздухораспределители иногда называются воздухораспределителями с двойной эжекцией.

Доводочные воздухораспределители с тепловой обработкой

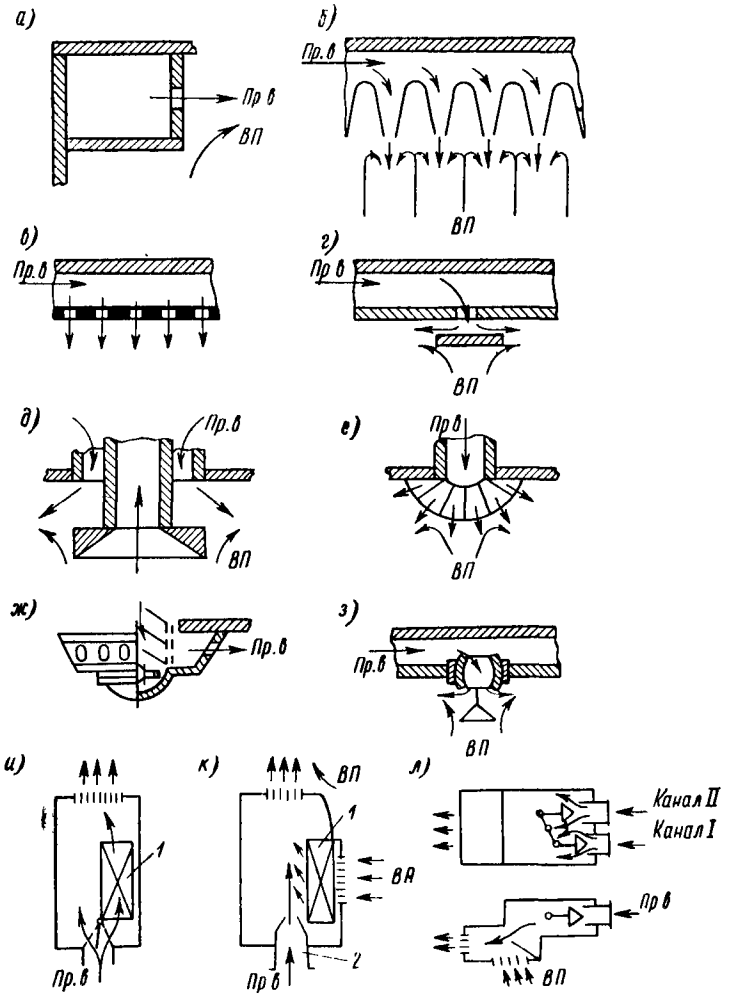


Рис. 136. Принципиальные схемы воздухораспределителей различного типа: *а* — простая выпускная решетка; *б* — решетка «Армикс»; *в* — перфорированная панель; *г* — простой аэроплафон; *д* — приточно-вытяжной аэроплафон; *е* — аэроплафон с диффузором; *ж* — осветительный плафон с диффузором; *з* — поворотный шаровый воздухораспределитель (пункалувр); *и* — доводочный прямоточный воздухораспределитель; *к* — доводочный эжекционный воздухораспределитель; *л* — смесительный выпускной эжекционный воздухораспределитель (для двухканальных систем).

1 — теплообменник; *2* — сопло; *Пр.в* — приточный воздух; *ВП* — воздух помещения (эжектируемый).

приточного воздуха, называемые также прямоточными, могут быть использованы в любой СКВ. Они получили широкое применение за рубежом (в Швеции, Дании), их рекомендует, например, фирма Свенска Флектфабрикен, исключая применение в СКВ доводочных эжекционных воздухораспределителей.

Доводочные воздухораспределители обоих типов выполняют как подволочными, так и переборочными, в большинстве случаев с ручным управлением и водяными теплообменниками. При установке воздухораспределителей на подволоке в некоторых случаях предусматривается ручное дистанционное управление. Воздухораспределители с электрическими нагревателями находят применение в основном при невозможности прокладки трубопроводов по судну или в его отдельных помещениях, а также при наличии резерва электроэнергии. Воздухораспределители с электронагревателями выполняют как с ручным, так и с автоматическим управлением.

Выпускные воздухораспределители могут быть неэжекционными и эжекционными. Кроме того, их можно подразделить на две подгруппы: с регулированием воздухоподачи (например, рис. 136, *з*) и без нее. При применении последних обычно используются специальные регулирующие устройства, устанавливаемые перед выпускными воздухораспределителями, не имеющими регулирующего органа.

Выпускные воздухораспределители могут быть смесительного типа (рис. 136, *л*). Они предназначены для двухканальных СКВ. Выпускные воздухораспределители несмесительного типа можно применять в одноканальных и двухканальных системах. В последнем случае требуются специальные смесительно-регулирующие устройства, устанавливаемые до выпускных воздухораспределителей.

Особым типом выпускных воздухораспределителей являются перфорированные панели (подволоки), которые в последнее время получают все более широкое применение. Хотя они и не относятся к эжекционным устройствам, но при рациональных параметрах обеспечивают эффективное воздухораспределение благодаря большому числу мелких быстро набухающих за счет воздуха помещения свободных турбулентных струй приточного воздуха.

Для того, чтобы струи приточного воздуха не сливались, количество отверстий диаметром 3—5 мм на 1 м² панели обычно принимают не более 1500. При этом живое сечение составляет не более 3—5% общей площади панели.

Необходимую (допустимую) выходную скорость воздуха (м/с) из отверстий ориентировочно можно определять по формуле [111]

$$w_0 = 2H - 1, \qquad \text{(XI.2)}$$

где H — высота помещения, м.

Если считать, что допустимая скорость в конце струи (на входе в зону обитаемости помещения) w_l=0,25 м/с, то длина (м) такой струи (для круглых и квадратных отверстий) составит

$$l = \frac{d}{a}(1{,}92w_0 - 0{,}14), \qquad \text{(XI.3)}$$

где d — диаметр отверстия, м;

a — опытный коэффициент, который можно принимать равным 0,12.

Разность температур (° С) воздуха помещения и приточного воздуха в конце струи, на расстоянии l от панели,

$$t_п - t_l = 0{,}73\frac{w_l}{w_0}\Delta t_р. \qquad \text{(XI.4)}$$

Принимая высоту судового помещения $H=2$ м, $w_l=0{,}25$ м/с и $\Delta t_р=15°$ С, по формулам (XI.2) — (XI.4) находим $w_0=3$ м/с, $l=0{,}23$ м; $t_п - t_l=0{,}9°$ С, что свидетельствует о равномерном температурном поле в зоне обитаемости (на расстоянии 1,77 м от пола температура t_l приточного воздуха отличается от температуры воздуха в помещении $t_п$ всего на 0,9° С).

В жилых помещениях площадь перфорированной панели должна составлять приблизительно 1 м² на одного человека. При живом сечении 2% и скорости $w_0=3$ м/с подача воздуха через 1 м² панели будет не менее 200 м³/ч приточного воздуха.

Достоинство перфорированных панелей и в том, что они улучшают теплоизоляцию помещения путем перехвата теплопритоков через подволоку приточным воздухом в продухе.

В качестве воздухораспределителей можно применять и перфорированные воздухопроводы.

Воздухораспределители с направленным выпуском воздуха желательно устанавливать так, чтобы обеспечивалась настильная (вдоль подволоки или переборок — стен) подача воздуха. Это улучшает условия радиационного теплообмена между человеком

Таблица 21

Эксплуатационные показатели работы воздухораспределителей осиовных типов

Воздухораспределители	$\Delta t_р$, °С	$k_э$ (первичного эжектирования)	$w_{вых}$, м/с	Δp, Па
Решетки простые	4—6	—	2—3	20—30
» «Армикс»	6—8	1,0—1,2	2—4	30—70
Перфорированные панели	13—17	—	2—3	60—80
Аэроплафоны	13—17	1,8—2,0	4—5	150—300
Эжекционные смесительные выпускные воздухораспределители	7—10	0,4—0,8	3—4	300—500
Эжекционные доводочные воздухораспределители (двойного эжектирования)	13—20	1,5—4,0	2—4	200—500

и поверхностями, и, следовательно, улучшает терморегуляцию организма человека.

В табл. 21 приведены приближенные эксплуатационные показатели воздухораспределителей основных типов при характерных режимах их работы [111].

§ 50
Основные конструкции и характеристики воздухораспредепителей для судовых помещений

Отечественной судостроительной промышленностью разработаны и созданы следующие типоразмеры доводочных и выпускных воздухораспределителей, смесительных и регулирующих устройств:

1. Воздухораспределители доводочные эжекционные с тепловой обработкой (охлаждением или нагревом) внутрикаютного рециркуляционного воздуха номинальной производительностью по приточному воздуху 0,0222 и 0,0444 м³/с (80 и 160 м³/ч) с диапазоном работы соответственно 0,0167—0,039 и 0,0334—0,0444 м³/с (60—140 и 120—160 м³/ч).

2. Воздухораспределители доводочные прямоточные с тепловой обработкой (обычно нагревом) приточного воздуха номинальной производительностью 0,0222; 0,0444 и 0,089 м³/с (80; 160 и 320 м³/ч) с диапазоном работы соответственно 0,0111—0,0278; 0,0334—0,061 и 0,0668—0,1 м³/с, (40—100; 120—220 и 240—360 м³/ч). Охлаждение приточного воздуха в теплообменнике обычно не предусматривается, так как он поступает в воздухораспределитель из кондиционера значительно охлажденным и дальнейшее его переохлаждение требует более низких, чем в центральном кондиционере, температур хладоносителя и устройства поддона для сбора конденсата, что трудно выполнимо.

3. Воздухораспределители выпускные с номинальным расходом приточного воздуха 0,0444 и 0,089 м³/с (160 и 320 м³/ч), в том числе и панели на 0,0444 м³/с (160 м³/ч).

4. Воздухораспределители выпускные смесительные с номинальным расходом приточного воздуха 0,0444 и 0,089 м³/с (160 и 320 м³/ч).

5. Воздухорегулирующие устройства на 0,0444 и 0,089 м³/с (160 и 320 м³/ч) приточного воздуха;

6. Смесительные устройства на 0,0444; 0,089 и 0,178 м³/с (160; 320 и 640 м³/ч) приточного воздуха.

Эти воздухораспределители предназначены для устаиовки в жилых каютах вместимостью от одного до четырех человек и в общественных помещениях. Подбор воздухораспределителей различных типоразмеров позволяет получить требуемые расходы приточного воздуха для любых судовых помещений.

При расчетах воздухораспределителей принимали, на основе данных физиологических исследований отечественных и зарубежных организаций, следующие комфортные параметры воздуха

в судовых помещениях: летом $t_п = 24 \div 27°$ С, $\varphi_п = 40—60\%$; зимой $t_п = 20 \div 23°$ С, $\varphi_п = 40 \div 60\%$. При этом были приняты: температура приточного воздуха 15° С; температура воды на входе в теплообменник 60÷70° С зимой и 7,5° С летом; коэффициент эжекции (отношение объема эжектируемого рециркуляционного воздуха к объему приточного воздуха), на основе анализа, опыта проектирования и эксплуатации воздухораспределителей отечественного и зарубежного производства,— равный 2 (для гарантии эффективного бессквознякового воздухораспределения при относительно умеренном уровне шума). Дальнейшее увеличение коэффициента эжекции нецелесообразно, так как при этом существенно возра-

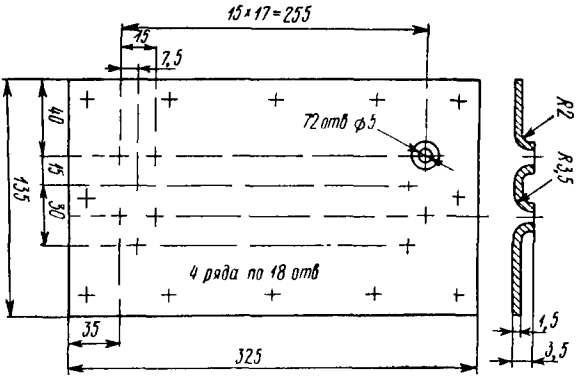


Рис. 137. Оптимальные типоразмеры сопловой насадки для судовых эжекционных и прямоточных доводочных воздухораспределителей

стают скорости истечения воздуха и эродинамическое сопротивление воздухораспределителя, резко ухудшаются его акустическне характеристики.

При проектировании воздухораспределителей эжекционного типа основное внимание следует уделять выбору типа сопловой насадки, от которой в конечном счете зависят все характеристики воздухораспределителя. При разработке указанных выше воздухораспределителей были проведены аэродинамические испытания макета воздухораспределителя с различными сменными сопловыми насадками. Результаты испытаний двенадцати насадок, приведенные в работе [77], позволили выбрать наиболее оптимальные форму и размеры (рис. 137) и подтвердили правильность выбора величины коэффициента эжекции $k_э = 2$. Акустические испытания показали, что эта насадка по сравнению с остальными создает в работе наименьший шум.

Эжекция рециркуляционного воздуха в доводочных прямоточных воздухораспределителях осуществляется в месте выхода приточного воздуха из выходной решетки. При этом $k_э \approx 0{,}3$.

Следует иметь в виду, что во многих доводочных эжекционных воздухораспределителях, применяющихся на отечественных и за-

рубежных судах, использованы щелевые сопловые насадки шириной, почти равной ширине воздухораспределителя.

На рис. 138 показано устройство типовых доводочных эжекционных и прямоточных воздухораспределителей, их основные технические и массогабаритные характеристики, а также более подробное описание конструкции приведены в работе [77].

Корпус воздухораспределителей, в котором устанавливаются теплообменник, механизм регулирования расхода воздуха, выходная решетка и сопловое устройство, представляет собой сварную конструкцию из листового и профильного материала АМг. Внутренние

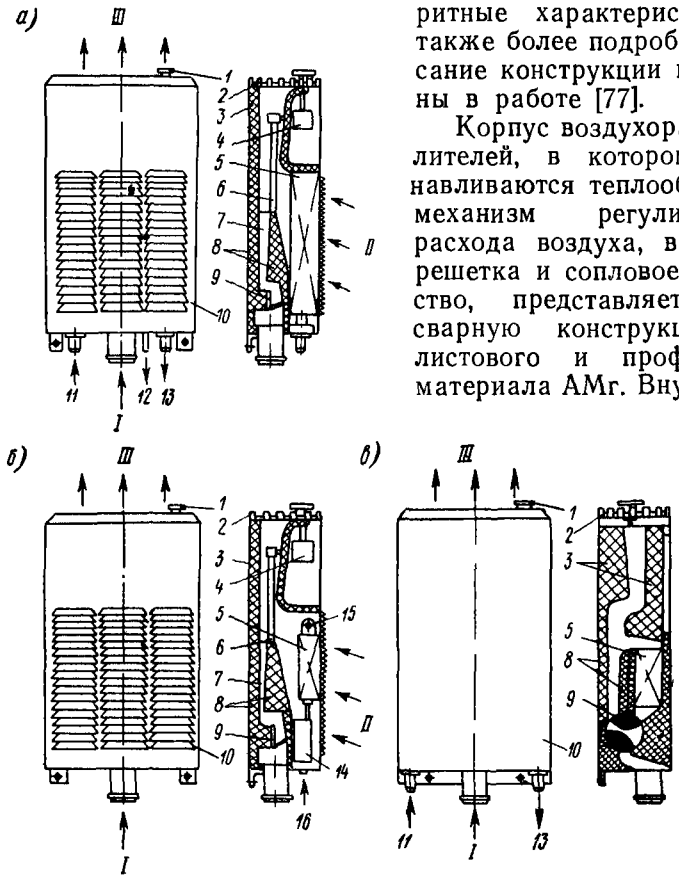


Рис. 138. Доводочные воздухораспределители: *а* — эжекционный с водяиым теплобменнником (ВДВЭ); *б* — эжекционный с электронагревателем (ВДЭЭ); *в* — прямоточный с водяиым воздухонагревателем (ВДВП).

1 — ручка; *2* — решетка; *3* — корпус; *4* — механизм регулированиия; *5* — теплообменник; *6* — тяга; *7* — сопловое устройство; *8* — нзоляция; *9* — регулирующий орган; *10* — кожух; *11* — вход воды D_y10; *12* — сток конденсата D_y10; *13* — выход воды D_y10; *14* — клеммная коробка; *15* — реле тепловое; *16* — подвод кабеля; *I* — вход приточиого воздуха; *II* — вход рециркуляционного воздуха; *III* — выход воздуха.

поверхности корпуса обклеены тепло-звукоизолирующим материалом — порoпластом полиуретановым эластичным. С фронтальной и боковых сторон корпус закрывается кожухом из листового материала АМг с входной решеткой для рециркуляционного воздуха на фронтальной стороне (для ВДВЭ и ВДЭЭ) или без нее (для

ВДВП). Нижняя часть корпуса ВДВЭ выполняет функции поддона, куда может стекать влага, выпавшая из воздуха в результате его охлаждения в теплообменнике; эта влага отводится в магистраль через штуцер.

Сопловое устройство эжекционных воздухораспределителей представляет собой фасонную коробку, сваренную из листов АМг, внутри которой с помощью звукоизоляционного материала образован фигурный канал для прохода приточного воздуха от входного патрубка до сопловых отверстий, выполненных по типу сопловой насадки (рис. 137). В фигурном канале, который также выполняет роль активно-реактивного глушителя шума, поступающего из системы воздуховодов приточного воздуха, установлен регулирующий орган — пластина (как показали многократные испытания воздухораспределителей, регулирование расхода теплоносителя через теплообменник весьма слабо влияет на параметры смешанного воздуха, поэтому в нормализованных воздухораспределителях принят только метод регулирования с помощью изменения расхода приточного воздуха). Приводная ручка регулирующего органа выведена на выходную решетку.

Начальный участок воздушного канала прямоточного воздухораспределителя разделен перегородкой на две полости, в одной из которых устанавливают теплообменник, питаемый водой. Регулирующий орган представляет собой цилиндрическую трубу с тремя окнами — щелями по образующей поверхности, в которой находятся поворотные сегменты. Вращение сегментов осуществляется так, что они могут в различной степени перекрывать или открывать окна, каждое из которых соединено с соответствующей полостью воздушного канала.

Таким образом, в зависимости от положения сегментов приточный воздух может быть направлен в теплообменник для подогрева, минуя теплообменник, или частично через теплообменник и, минуя его, одновременно. А далее он выходит в помещение через выпускную решетку.

На рис. 139 представлены тепловые и гидродинамические характеристики воздухораспределителя ВДВЭ-80[1], а на рис. 140 — его акустические характеристики. На рис. 139 обозначены:

$\xi_н$ — коэффициент влаговыпадения; $G_р$ и $G_п$ — расход рециркуляционного и приточного воздуха; G_w — расход воды; Δp_w — гидравлическое сопротивление теплообменника; $Q_п$ — тепловая нагрузка теплообменника; $t_{в1}$ и t_{w1} — температуры воздуха и воды на входе в теплообменник.

На рис. 141—143 показаны воздухораспределители выпускные для одно- и двухканальных низко- и высокоскоростных судовых СКВ, а на рис. 144, 145 — регулирующие и смесительные устройства, применяющиеся в комплекте с выпускными воздухораспределителями. Их технические и массогабаритные характеристики при-

[1] ВДВЭ-80 — это воздухораспределитель В доводочный Д с водяным теплообменником В эжекционный Э номинальной производительностью 80 м³/ч.

ведены в работе [77]. Принят следующий принцип условного обозначения этих воздухораспределительных, регулирующих и смесительных устройств. Первые буквы обозначают: ВН и ВР — воздухораспределители направленного и радиального выпуска воздуха; Р — регулирующее устройство; ВП — воздухораспределительная панель; В — воздухораспределительная решетка; ВСН и ВСР — воздухораспределитель смесительный соответственно направленного и радиального выпуска воздуха; С — смесительное

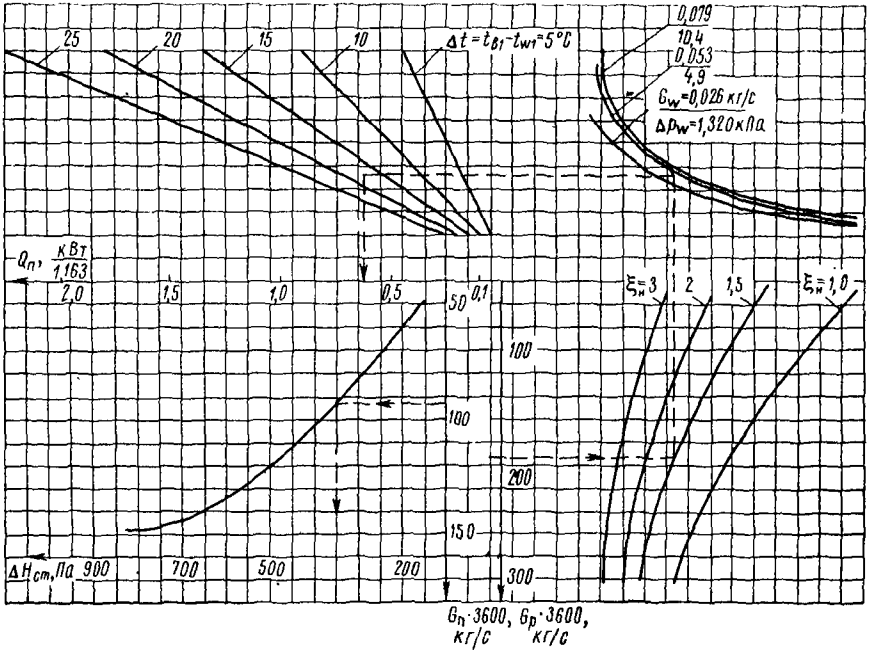


Рис. 139. Характеристики воздухоохладителя ВДВЭ-80 в режнме охлаждения (ключ показан штриховыми лиииями).

устройство. Цифры, например, в марке ВП-160, означают номинальную производительность в м³/ч (вместо цифр в марках воздухораспределителей будем в тексте и подрисуночных подписях указывать букву V). Последняя буква Р обозначает, что воздухораспределитель или устройство имеет ручное регулирование.

Воздухораспределитель направленного выпуска типа ВНVР (рис. 141, *а*) представляет собой камеру прямоугольной формы, корпус которой выполнен из проката алюминиево-магниевого сплава. На корпусе установлены входной патрубок круглого сечения и выпускное устройство. Внутренняя поверхность камеры облицована звукопоглощающим материалом и представляет собой глушитель шума. Здесь же размещается механизм управления расходом воздуха через воздухораспределитель. Выпускное устройство

представляет собой клиновидную коробку с решеткой из неподвижно закрепленных направляющих лопаток, каждая половина которых установлена параллельно одна другой, но под некоторым углом к плоскости сечения решетки в разные стороны. Выпускное устройство непосредственно примыкает к зашивке подволоки, что способствует медленному затуханию скорости и хорошему настиланию выходящего потока воздуха на подволоку.

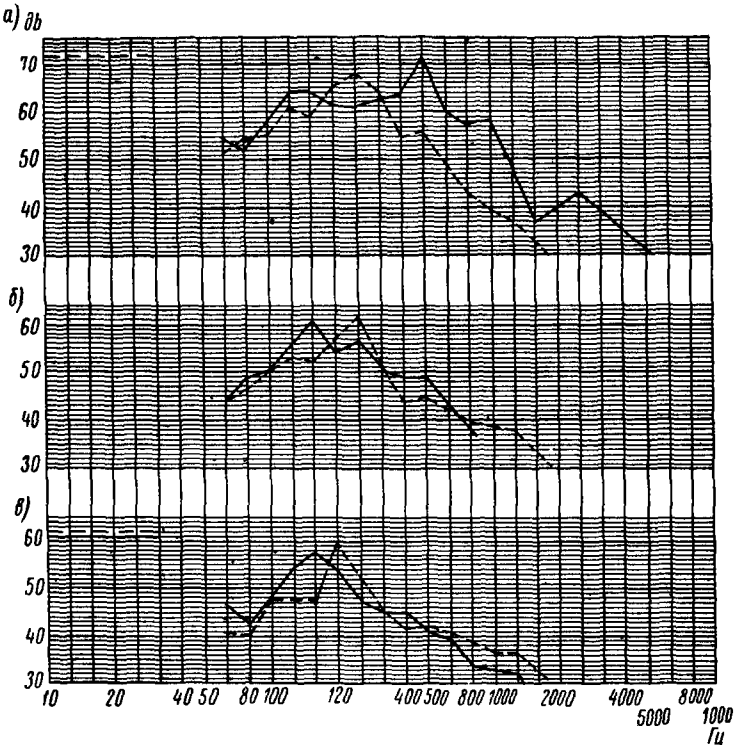


Рис. 140. Спектограммы воздушного шума системы (сплошная линия) и воздухораспределителя ВДВЭ-80 (штриховая линия) при значениях общих уровней шума системы и воздухораспределителя соответственно: *а* — 75 и 75 дБ; *б* — 64 и 65 дБ; *в* — 61 и 62 дБ.

Конструкция воздухораспределителя радиального выпуска типа BPVP аналогична конструкции BHVP, однако его выпускное устройство представляет собой щель, образованную двумя квадратными щитами, устанавливаемыми параллельно один другому и подволоке. Таким образом, воздух, ударяясь в нижний щит, растекается во все стороны и с довольно быстрым затуханием скорости вдувается в кондиционируемое помещение.

Воздухораспределители типа BPVP и BHVP предназначены для одноканальных низко- и высокоскоростных СКВ.

Воздухораспределители типа BCHVP и BCPVP (смесительные, рис. 141, *в*) предназначены для двухканальных СКВ. Корпус этих

воздухораспределителей имеет две приемные камеры со своими входными патрубками для подвода воздуха от соответствующего канала системы кондиционирования. Внутренняя полость корпуса служит воздухосмесительной камерой, в которую поступает воздух из приемных камер через отверстия, величина открытия которых регулируется полусферическими клапанами регулирующего устройства. Регулирующее устройство помещается внутри корпуса в воздухосмесительной полости и состоит из копира, поворачиваемого с помощью оси и ручки, системы подвижных рычагов, одни концы

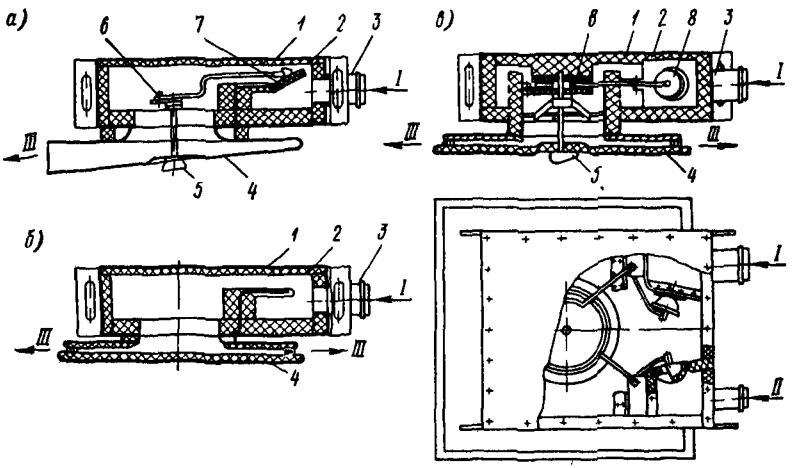


Рис. 141. Воздухораспределители выпускные: *а* — BHVP; *б* — BPV (для одноканальных СКВ); *в* — BCPVP (для двухканальных СКВ).

1 — корпус; *2* — изоляция; *3* — входной патрубок; *4* — выпускное устройство; *5* — ручка; *6* — регулирующее устройство; *7* — заслонка; *8* — клапан; *I* и *II* — вход воздуха каналов *I* и *II*; *III* — выход воздуха.

которых скользят по копиру, а на других установлены полусферические клапаны. Путем изменения соотношения плеч рычагов регулирующего устройства можно устанавливать необходимый первоначальный расход воздуха через воздухораспределитель во время наладки СКВ на судне. Вся внутренняя полость воздухораспределителя покрыта звукоизоляционным материалом, благодаря чему она выполняет в известной степени также роль глушителя воздушного шума.

Воздухораспределители направленного и радиального выпуска без регулирующего устройства по приточному воздуху типа BHV, BPV (рис. 141, *б*) по конструкции аналогичны описанным выше воздухораспределителям BHVP и BPVP, *но не имеют регулирующего устройства*. Поэтому эти воздухораспределители предназначены для применения, как правило, в комплекте с регулирующим устройством типа PVP (рис. 144) или со смесительным устройством типа CVP (рис. 145) соответственно в одноканальных и двухканальных судовых СКВ.

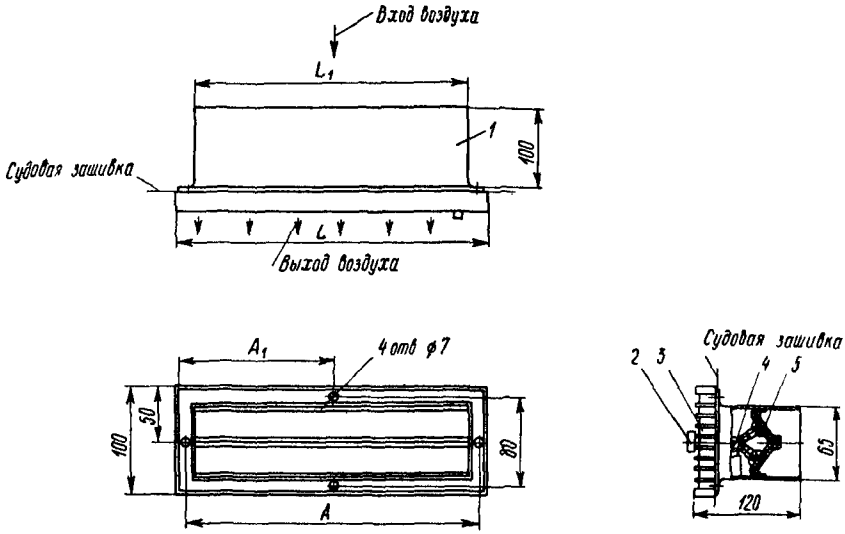


Рис. 142. Воздухораспределительная решетка типа BVP.

1 — корпус; *2* — ручка регулятора; *3* — выпускная решетка; *4* — регулирующее устройство; *5* — изоляция.

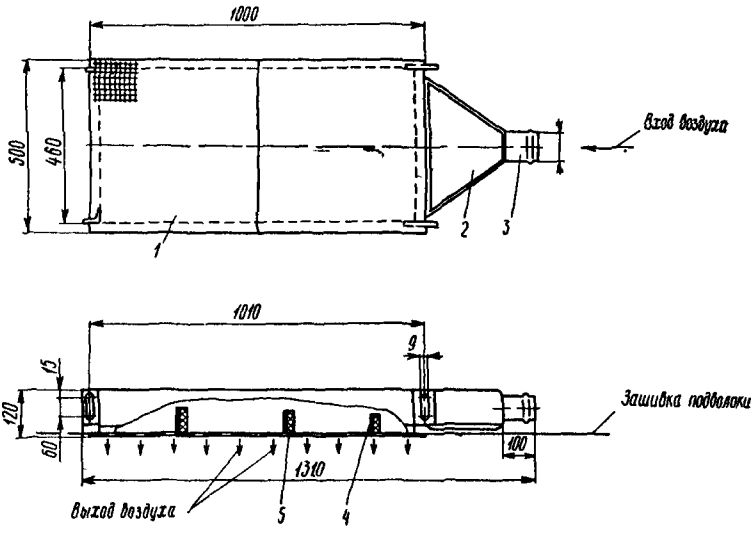


Рис. 143. Воздухораспределительная панель ВП-160.

1 — корпус; *2* — люк наладочного устройства; *3* — патрубок входной; *4* — перегородка; *5* — изоляция.

Воздухораспределительная решетка типа BVP (рис. 142) представляет собой конструкцию в виде плоского прямоугольного патрубка, закрытого с одной стороны решеткой. Внутри патрубка имеются две створки, позволяющие регулировать количество выпускаемого в помещение воздуха в процессе эксплуатации СКВ и производить ее наладку по расходу воздуха во время сдачи на судне.

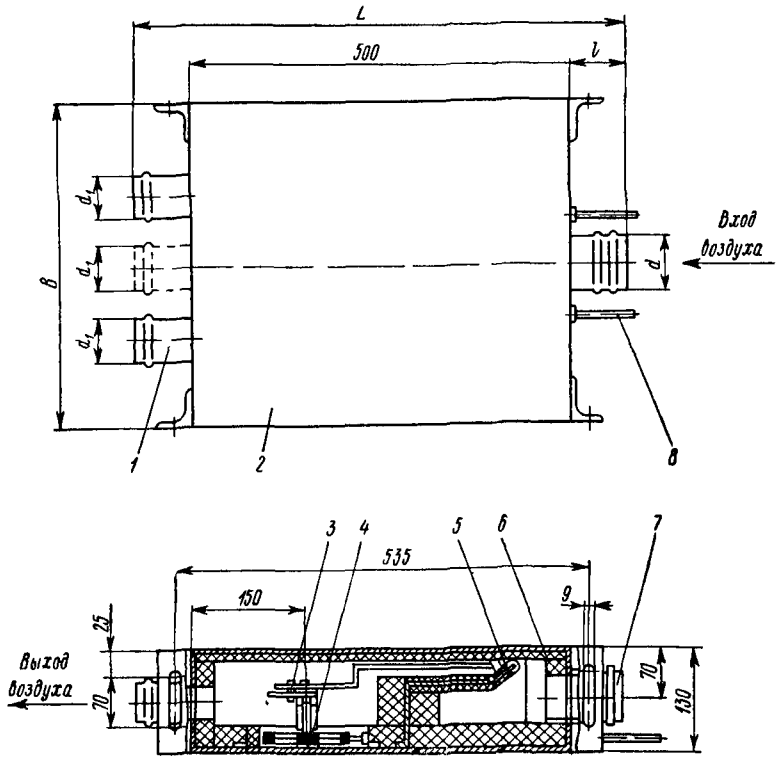


Рис. 144. Воздухорегулнрующее устройство типа PVP.

1 — патрубок выходной; *2* — корпус; *3* — регулирующее устройство; *4* — люк наладочного устройства; 5 — заслонка; *6* — изоляция; *7* — патрубок входной; *8* — трос.

Воздухораспределительная панель ВП-160 (рис. 143) представляет собой плоскую прямоугольную камеру с диффузором и входным патрубком. Нижняя стенка камеры перфорирована отверстиями диаметром 3 мм с шагом 16 мм, через которые воздух выпускается в кондиционируемое помещение. В диффузоре имеется наладочное устройство для первоначальной установки необходимого расхода воздуха. Внутренние поверхности облицованы звукоизолирующим материалом. Такие воздухораспределительные панели предназначены для работы в комплекте с регулирующим устройством в одноканальной системе или со смесительным устройством в двухканальной системе кондиционирования воздуха.

Регулирующее устройство PVP (рис. 144) по конструкции аналогично воздухораспределителю типа BHVP, только вместо специального выпускного устройства у него на противоположной входу воздуха торцевой стенке каркаса установлены один или два, в зависимости от расхода воздуха, выходных патрубка. Кроме того, в корпусе расположен исполнительный механизм устройства ручного дистанционного управления расходом воздуха (устройство дистанционного управления состоит из исполнительного механизма

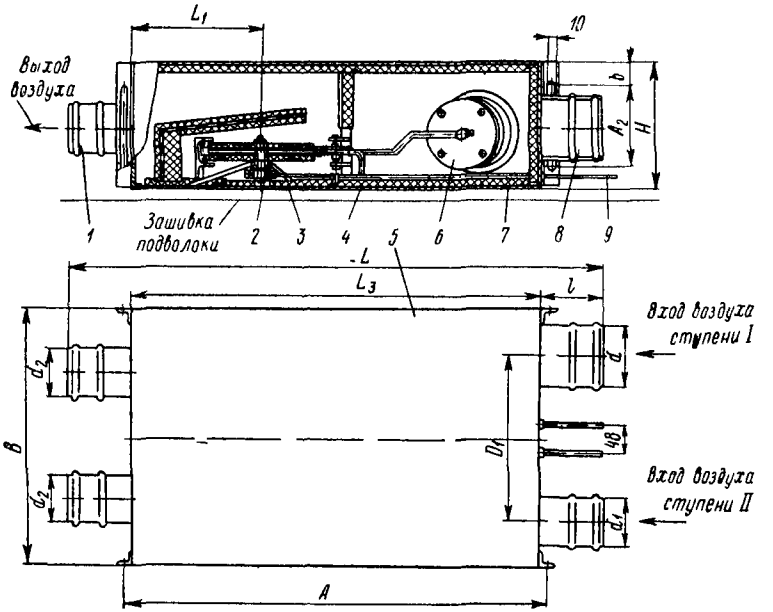


Рис. 145. Воздухосмесительное устройство типа CVP.

1 — патрубок выходной; *2* — регулирующее устройство; *3* — люк наладочного устройства; *4* — изоляция; *5* — корпус; *6* — клапан; *7* — шасси; *8* — патрубок входной, *9* — трос.

и пульта, устанавливаемого на переборке; от пульта к исполнительному механизму идут две гибкие стальные нити, которые передают вращение от шкива пульта управления шкиву исполнительного механизма). В нижней стенке корпуса предусмотрен люк, обеспечивающий доступ к наладочному устройству. Регулирующее устройство PVP работает в одноканальной СКВ в комплекте с одним или двумя воздухораспределителями типа BHV, BPV, либо с одной или двумя воздухораспределительными панелями ВП-160 в зависимости от типоразмера регулирующего устройства. Соединение регулирующих и выпускных устройств осуществляется с помощью резинотканевых рукавов.

Смесительное устройство типа CVP (рис. 145) представляет собой прямоугольную камеру с двумя входными и с двумя или четырьмя, в зависимости от типоразмера, выходными патрубками.

Внутреннее устройство корпуса смесителей типа CVP такое же, как у воздухораспределителей типа BCHVP и BCPVP. Однако их регулирующее устройство имеет ручное дистанционное управление, а все внутренние перегородки, образующие камеры глушителя, и механизм регулирующего устройства смонтированы на нижней стенке корпуса, что позволяет, сняв нижнюю стенку, извлекать основные узлы для осмотра и ремонта. Для наладки смесительного устройства в нижней стенке предусмотрен люк. Такие смесительные устройства работают в двухканальных СКВ в комплекте с двумя или четырьмя, в зависимости от типоразмера, воздухорас-

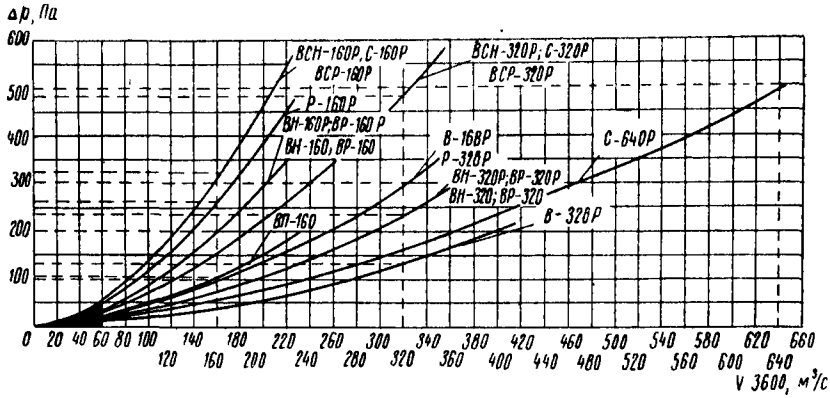


Рис. 146. График зависимости аэродинамического сопротивления выпускных воздухораспределителей от расхода воздуха.

пределителями типа BHV, BPV или воздухораспределительными панелями ВП-160. Соединение между ними осуществляется резинотканевыми рукавами.

На рис. 146 представлены аэродинамические характеристики рассмотренных выше выпускных воздухораспределителей, регулирующих и смесительных устройств. Их акустические характеристики хорошие — уровень создаваемого ими шума ниже уровня шума системы практически на всех частотах.

Рассмотрим приближенную картину движений воздушных потоков в судовых помещениях при подаче приточного воздуха в них через воздухораспределители различного типа.

Как уже отмечалось, любой тип воздухораспределения должен обеспечивать поддержание параметров воздуха ($t_п$, $\varphi_п$, $w_п$), отвечающих санитарно-гигиеническим требованиям, не во всем объеме помещения, а в пределах зоны обитаемости. Границы обитаемой зоны помещения определяются пятью воображаемыми плоскостями, из которых четыре расположены вертикально на расстоянии 0,3 м от каждой переборки и одна — горизонтально на высоте 1,6—1,8 м от палубы. При этом не менее чем в 90% объема обитаемой зоны должны поддерживаться заданные комфортные условия при вертикальном перепаде температур в ней не более 1,6° С.

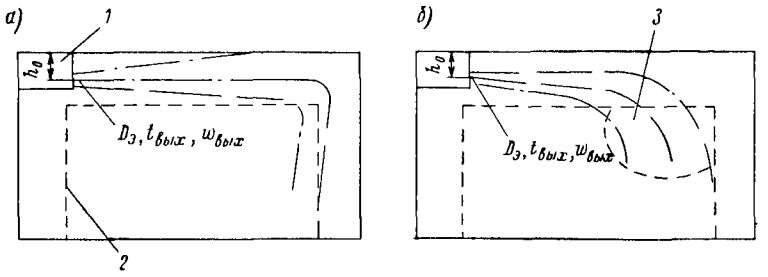


Рис. 147. Схема воздухораспределения при горизонтальной подаче воздуха вдоль подволоки: *а* — настилающаяся струя; *б* — свободнопадающая струя.

1 — воздухораспределитель; *2* — границы зоны обитаемости; *3* — дискомфортная зона.

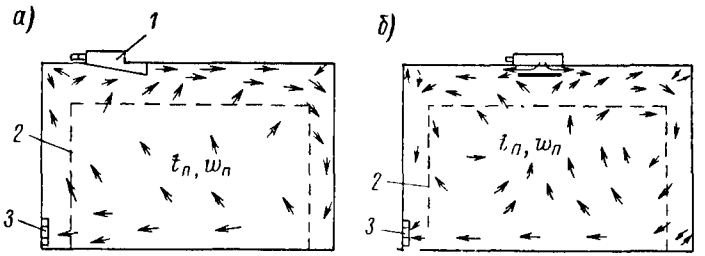


Рис. 148. Схемы распределения воздуха при подаче его через потолочные выпускные воздухораспределители с направленной (*а*) и радиальной (*б*) раздачей.

1 — воздухораспределитель; *2* — границы зоны обитаемости; *3* — вытяжное отверстие (решетка).

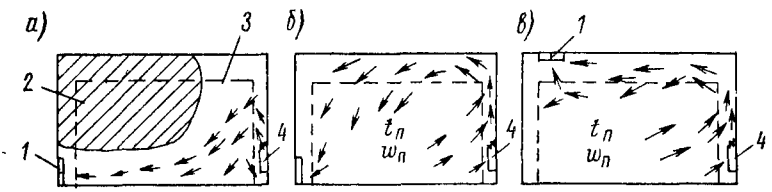


Рис. 149. Возможные схемы распределения охлажденного воздуха в помещении при подаче его через пристенные доводочные воздухораспределители [83]: *а* — при 8-кратном обмене и больших $\Delta t_р$; *б* — при повышенном воздухообмене (17 обм/ч) и средних $\Delta t_р$; *в* — при ограниченном воздухообмене (меньше 8 обм/ч) и $\Delta t_р = 3 \div 4°$ С при вытяжке сверху.

1 — вытяжное отверстие (решетка); *2* — застойная зона; *3* — границы зоны обитаемости; *4* — воздухораспределитель.

Для улучшения сосредоточенного воздухораспределения должна быть обеспечена настильность струй на примыкающие поверхности ограждений (расчет такого воздухораспределения приведен в § 52). В противном случае при отрыве струи от поверхности возможно появление дискомфортных зон в зоне обитаемости, что для подволочного воздухораспределения показано на рис. 147. Расстояние h_0 от подволоки до оси выпускного отверстия с эквивалентным диаметром $D_э$ зависит от температуры и скорости приточного воздуха, диаметра $D_э$, требуемой длины настилания струи и может быть найдено по графику [83].

При установке воздухораспределителя для обеспечения качественного воздухораспределения следует учитывать место расположения в помещении вытяжного отверстия или решетки. Необходимо, чтобы взаимное расположение воздухораспределителя и вытяжной решетки обеспечивало наиболее равномерное распределение воздуха и его движение в объеме зоны обитаемости (рис. 148).

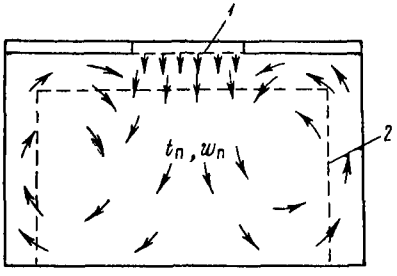


Рис 150 Схема воздухораспределения при подаче охлажденного воздуха через перфорированную панель
1 — перфорированная панель; *2* — границы зоны обитаемости

В случае применения пристенных доводочных воздухораспределителей особое внимание нужно обращать не только на взаимное расположение воздухораспределителя и вытяжного отверстия, но и на целесообразные рабочий перепад температур $\Delta t_р$ и кратность воздухообмена. В противном случае возможно опрокидывание приточных струй воздуха в обитаемую зону под влиянием гравитационных сил и возникновение больших вертикальных перепадов температур (рис. 149, *а*).

Расчет воздухораспределения на настильность таких вертикальных струй (см. § 52) предотвратит подобные явления.

Как уже отмечалось, эффективным способом воздухораспределения является применение перфорированных панелей, так как при этом допускаются величины $\Delta t_р \leqslant 16°$ С. Общий характер создаваемых в помещении перфорированной панелью воздушных потоков представлен на рис. 150. Основные преимущества такого способа воздухораспределения следующие:

1) увеличение $\Delta t_р$ до 11—16° С и, следовательно, уменьшение количества приточного воздуха;

2) возможность широкого применения низконапорных систем, имеющих ряд достоинств (см. гл. IV);

3) равномерное распределение воздуха в зоне обитаемости благодаря соизмеримому с размерами помещения воздушному потоку, что обеспечивает максимальную степень комфорта;

4) лучшее оформление интерьера кают в сравнении с вариантом применения воздухораспределителей другого типа (однако встраивать перфорированные панели в подволоку помещения более сложно, чем иные воздухораспределители).

§ 51
Аэродинамический расчет доводочного эжекционного воздухораспредепителя

Аэродинамический расчет доводочных прямоточных и выпускных воздухораспределителей заключается в определении суммарного сопротивления всех конструктивных элементов их проточной части, для которых с известным приближением используют зависимости, полученные при исследовании элементов, подобных примененным в конструкции воздухораспределителя. Расчет доводочного эжекционного воздухораспределителя наиболее сложен и интересен с методической и практической точек зрения, поэтому и приведен ниже (более подробно он рассматривается в работе [77]).

Исходными данными для расчета доводочного эжекционного воздухораспределителя служат: массовые $G_п$ и $G_р$ (кг/с) и объемные $V_п$ и $V_р$ (м³/с) расходы приточного и рециркуляционного воздуха, а значит, и коэффициент эжекции воздухораспределителя $k_э = G_р/G_п$; полная тепловая нагрузка на теплообменник $Q_п$ (кВт); параметры (t и φ) приточного, рециркуляционного и смешанного воздуха, определенные в результате построения процессов кондиционирования в диаграмме dI влажного воздуха; температуры тепло- или хладоносителя, циркулирующего через теплообменник.

Цель расчета воздухораспределителя — определение геометрических размеров его основных элементов и необходимого избыточного давления приточного воздуха, обеспечивающих заданные характеристики воздухораспределителя.

Прежде всего составляют геометрическую конструктивную схему воздухораспределителя (на рис. 151 представлена такая схема для доводочного эжекционного воздухораспределителя с щелевым прямоугольным отверстием соплового устройства). Затем производят тепловой и аэродинамический расчеты теплообменника и его компоновку, в результате чего определяют: поверхность теплообмена, размеры фронтального сечения и габарит теплообменника, скорость рециркуляционного воздуха и аэродинамическое сопротивление $\Delta p_{то}$ теплообменника.

Струю приточного воздуха, вытекающего из щелевого соплового насадка, будем считать свободной турбулентной. Тогда, пользуясь известными соотношениями для скоростей, расходов и размеров плоскопараллельной струи [14], найдем соотношения между осевой w_m, средней по расходу $w_р$ (обычно используемой в практических расчетах) и средней по количеству движения $w_д$ скоростями в основном участке струи: $w_р = 0{,}407\ w_m$, $w_д = 0{,}683 w_m$ и $w_д =$

$= 1{,}68\ w_р$. Заметим, что из теории свободных турбулентных струй [1, 2] для осесимметричной, т. е. круглой, струи известно: $w_р = 0{,}2\ w_m$, $w_д = 0{,}48\ w_m$ и $w_д = 2{,}4\ w_р$.

Давление в свободной затопленной струе, как показывают многочисленные опыты, практически неизменно и равно давлению в окружающей среде. Поэтому полное количество движения секундной массы воздуха во всех сечениях струи должно быть постоянным, т. е. $G_1 w_{д1} = G_2 w_{д2}$ и т. д.

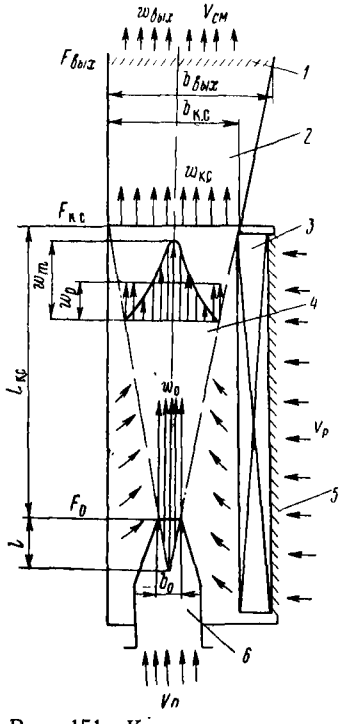


Рис. 151. К расчету доводочного эжекционного воздухораспределителя.

1 — выходная решетка; *2* — диффузор; *3* — теплообменник; *4* — камера смешения; *5* — решетка для входа рециркуляционного (эжектируемого) воздуха; *6* — сопловой канал для приточного воздуха.

Глубина (высота) щелевого сопла, т. е. струи в устье, равна b_0 (рис. 151), а в конце камеры смешения струя имеет глубину $b_{к.с}$. Примем для того и другого сечений единичную ширину (по нормали к плоскости рисунка). Тогда найдем соотношение $w_0/w_{к.с}$ средних по расходу скоростей в устье сопла — щели w_0 и в конце камеры смешения $w_{к.с}$, исходя из закона постоянства количества движения и считая, что в устье сопла скоростной профиль прямой и $w_д = w_р = w_m = w_0$

$$\gamma_0 b_0 w_0 w_0 = \gamma_{к.с} b_{к.с} w_{к.с} 1{,}68 w_{к.с}, \qquad (XI.5)$$

где γ_0 и $\gamma_{к.с}$ — плотность воздуха в устье сопла и в конце камеры смешения, кг/м^3.

Следовательно,

$$\frac{w_0}{w_{к.с}} = 1{,}3 \sqrt{\frac{\gamma_{к.с} b_{к.с}}{\gamma_0 b_0}}. \qquad (XI.5а)$$

Коэффициент эжекции

$$k_э = \frac{\gamma_{к.с} V_{см}}{\gamma_0 V_п} - 1 = \frac{\gamma_{к.с}\ b_{к.с} w_{к.с}}{\gamma_0 b_0 w_0} - 1, \qquad (XI.6)$$

где расход смешанного воздуха

$$V_{см} = V_п + V_р.$$

Решив совместно два последних уравнения, найдем

$$w_0 = 1{,}68\,(k_э - 1)\,w_{к.с}. \qquad (XI.7)$$

Дальнейший расчет воздухораспределителя выполняют в такой последовательности.

Определяют суммарное сопротивление прохождению рециркуляционного воздуха

$$\Delta p_р = \Delta p_{вх.р} + \Delta p_{то} + \Delta p_{пов}, \qquad (XI.8)$$

где $\Delta p_{\text{вх. р}}$, $\Delta p_{\text{то}}$, $\Delta p_{\text{пов}}$ — потери давления соответственно во входной решетке, теплообменнике и при повороте (или сужении сечения) рециркуляционного воздуха к струе приточного воздуха.

Статическое давление в камере смешения

$$p_{\text{ст. к. с}} = p_{\text{бар}} - \Delta p_{\text{р}}. \qquad \text{(XI.9)}$$

Задаются скоростью $w_{\text{вых}}$ воздуха на выходе из выходной решетки воздухораспределителя, исходя из предполагаемого места установки воздухораспределителя в помещении и допустимых по Санитарным нормам скоростей воздуха вблизи зоны обитаемости (обычно $w_{\text{вых}} = 1{,}5 \div 3{,}0$ м/с). Определяют размеры выходной решетки с учетом ее загромождения, считая, что живое сечение $F_{\text{вых}} = V_{\text{см}}/w_{\text{вых}}$. При этом ширину выходной решетки $B_{\text{вых}}$ принимают приблизительно равной габаритной ширине теплообменника с учетом его закрепления в корпусе воздухораспределителя; тогда определится и другой ее размер — глубина $b_{\text{вых}}$ (рис. 151). Затем рассчитывают аэродинамическое сопротивление выходной решетки $\Delta p_{\text{вых. р}}$.

Задаются величиной потери давления в диффузоре $\Delta p_{\text{диф}}$ (для нормализованных воздухораспределителей $\Delta p_{\text{диф}} = 10 \div 60$ Па).

Полное давление воздуха в конце камеры смешения (в сечении $F_{\text{к. с}}$), если считать плотность воздуха в конце камеры смешения и на выходе из воздухораспределителя одинаковой,

$$p_{\text{к. с}} = p_{\text{ст. к. с}} + \frac{\gamma_{\text{к. с}} w_{\text{к. с}}^2}{2} = p_{\text{бар}} + \Delta p_{\text{вых. р}} + \Delta p_{\text{диф}} + \frac{\gamma_{\text{к. с}} w_{\text{вых}}^2}{2}. \qquad \text{(XI.10)}$$

Учитывая равенство (XI.9), получаем формулу для определения скорости (м/с) в конце камеры смешения

$$w_{\text{к. с}} = \sqrt{\frac{2}{\gamma_{\text{к. с}}} \Delta p_{\text{в. р}} + w_{\text{вых}}^2}, \qquad \text{(XI.11)}$$

где $\Delta p_{\text{в. р}}$ — суммарное сопротивление воздухораспределителя, Па,

$$\Delta p_{\text{в. р}} = \Delta p_{\text{р}} + \Delta p_{\text{диф}} + \Delta p_{\text{вых. р}}. \qquad \text{(XI.12)}$$

Определяют площадь сечения (м^2) в конце камеры смешения

$$F_{\text{к. с}} = \frac{V_{\text{см}}}{w_{\text{к. с}}} \qquad \text{(XI.13)}$$

и ее размеры: ширину $B_{\text{к. с}}$ (равную $B_{\text{вых}}$) и глубину $b_{\text{к. с}}$ (рис. 151). Длину диффузора принимают конструктивно с учетом размеров $b_{\text{к. с}}$ и $b_{\text{вых}}$. Затем определяют аэродинамическое сопротивление диффузора $\Delta p_{\text{диф}}$ по его размерам и скорости воздуха $w_{\text{к. с}}$, которое сопоставляют с ранее принятым значением $\Delta p_{\text{диф}}$. В случае значительного расхождения $\Delta p_{\text{диф}}$ необходимо повторить расчет $w_{\text{к. с}}$ по формуле (XI.11), приняв новое значение $\Delta p_{\text{диф}}$.

Определяют необходимую для обеспечения заданного коэффициента эжекции скорость истечения приточного воздуха w_0 по формуле (XI.7) и выходное сечение сопла (м^2)

$$F_0 = \frac{V_{\text{п}}}{w_0}. \qquad \text{(XI.14)}$$

Длину сопла (щели) L_0 принимают обычно равной ширине фронтального сечения теплообменника, тогда его ширина $b_0 = F_0/L_0$ *м*.

Длину камеры смешения $L_{к.с}$, м (рис. 151) определяют из выражения

$$L_{к.с} = \frac{b_{к.с} - b_0}{2 \operatorname{tg} \alpha}, \qquad (XI.15)$$

где $\operatorname{tg} \alpha$ — тангенс половинного угла расширения струи, который по данным [14] для щели с двусторонним поджатием приблизительно равен 0,24—0,25, а для щели в плоской стенке — 0,29; для круглых сопел с сужением или плавным поджатием — 0,23; для решетки с живым сечением 50—95% $\operatorname{tg} \alpha$ составляет 0,272, а с сечением 25—50% — 0,341; для решетки с параллельными направляющими планками — 0,306, а с планками, расходящимися под углом 40, 60 и 90°, $\operatorname{tg} \alpha$ соответственно равен 0,475; 0,680; 0,848.

Величина необходимого избыточного давления (Па) приточного воздуха на входе в воздухораспределитель

$$\Delta p_{изб} = p_п - p_{бар}, \qquad (XI.16)$$

где $p_п$ — давление приточного воздуха перед воздухораспределителем (Па)

$$p_п = p_0 + \Delta p_{с.у}; \qquad (XI.17)$$

p_0 — давление приточного воздуха непосредственно перед сопловым отверстием;

$\Delta p_{с.у}$ — потери давления при проходе приточного воздуха от входного патрубка до соплового отверстия.

Величину $\Delta p_{с.у}$ определяют расчетом, исходя из конструктивной формы и размеров подвода воздуха в сопловом устройстве и расхода приточного воздуха. Давление p_0 (Па) может быть определено по формуле

$$p_0 = \frac{\gamma_0 \omega_0^2}{2\varphi^2} + p_{ст.к.с}, \qquad (XI.18)$$

где φ — скоростной коэффициент, зависящий от формы и чистоты обработки соплового отверстия (можно принимать $\varphi = 0{,}70 \div 0{,}85$).

Таким образом,

$$\Delta p_{изб} = \frac{\gamma_0 \omega_0^2}{2\varphi^2} + \Delta p_{с.у} - \Delta p_р \text{ Па}. \qquad (XI.19)$$

Далее, исходя из полученных в расчете основных размеров соплового устройства, камеры смешения, диффузора и теплообменника, производят конструирование воздухораспределителя с учетом необходимого шумоглушения в нем и других, предъявляемых к нему требований.

§ 52
Подбор воздухораспределителей и определение места их установки в помещении (расчет воздухораспределения в помещении настильными струями)

Воздухораспределители для тех или иных судовых помещений и заданной СКВ подбирают на основе их характеристик таким образом, чтобы они обеспечивали расчетные воздухоподачу и тепловлагоассимиляцию в помещениях при условии поддержания в них комфортных параметров воздуха.

Выбранный воздухораспределитель следует устанавливать в помещении так, чтобы при струйной подаче воздуха через него в помещение в зоне обитаемости подвижность воздуха была не более допустимой по Санитарным нормам, а температура этого воздуха отличалась бы от средней температуры $t_п$ в помещении не более чем на 50% ее допустимых колебаний, обычно оцениваемых в 1,5—2,0° С.

Методика приближенного расчета воздухораспределения в помещениях разработана в ЦНИИМФ (Т. И. Янкиной и В. Р. Тауритом) на основе теории турбулентных струй. Воспользуемся некоторыми ее положениями.

Рассмотрим подачу воздуха настилающейся на подволоку горизонтальной направленной струей (рис. 152, *а*). Через $H_{з.о}$ обозначена высота зоны обитаемости, равная 1,6—1,7 м.

Если длина струи $x=x_1+y_1$ (рис. 152, *а*) меньше $1{,}5\sqrt{F_п}$, где $F_п$ — площадь поперечного (нормального по отношению к струе) сечения помещения, равного произведению его ширины на высоту H, то струя рассматривается как свободная. В противном случае она стеснена ограждениями помещения.

Исходя из расхода воздуха $V_в$ (м³/с), подаваемого воздухораспределителем, и его живого выходного сечения $F_{вых}$(м²), находят скорость выхода воздуха (м/с)

$$w_{вых} = \frac{V_в}{F_{вых}}. \qquad (XI.20)$$

Если $x<1{,}5\sqrt{F_п}$, определяют максимальную осевую скорость (м/с) струи в месте входа в зону обитаемости (сечение, отмеченное горизонтальной штрих-пунктирной линией на рис. 152, *а*)

$$w_x = \frac{9{,}85\theta\varphi}{x}\sqrt{w_{вых}V_в}, \qquad (XI.21)$$

где φ — поправочный коэффициент на неравномерность поля скоростей, принимаемый для решеток с параллельно установленными лопатками 1,04;

θ — поправочный коэффициент на неизотермичность струи

$$\theta = \sqrt{\frac{t_п + 273}{t_{вых} + 273}}.$$

Средняя скорость струи на входе в зону обитаемости равна $w_{x.\,ср}=0{,}5w_x$. Она не должна превышать допустимую по Санитарным нормам величину, составляющую $w_{доп}=0{,}2\div0{,}5$ м/с для жилых помещений в зависимости от района плавания судна (в тропиках, например, $t_п=25°$ С и $w_{доп}=0{,}5$ м/с).

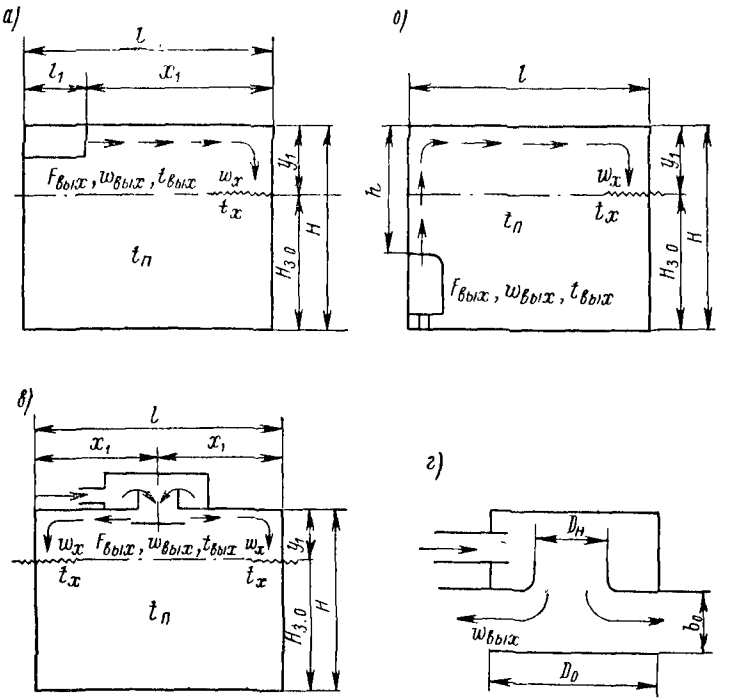


Рис. 152. Расчетные схемы подачи воздуха настилающимися горизонтальной направленной (*а*), вертикальной снизу вверх (*б*) и горизонтальной радиальной (*в*) струями и схема воздухораспределителя с радиальной раздачей воздуха (*г*).

Определяют разность температур воздуха (°С) в струе на входе в зону обитаемости и средней в помещении

$$\Delta t_x = \Delta t_р \frac{w_{x\,ср}}{w_{вых}}, \qquad (XI.22)$$

где $\Delta t_р$ — разность температур воздуха в помещении и на выходе из воздухораспределителя.

Если Δt_x не превышает приведенных выше допустимых норм (0,8—1,0° С) и $w_{x.\,ср}<w_{доп}$, место установки воздухораспределителя выбрано правильно.

В случае, когда $x>1{,}5\sqrt{F_п}$, определяют относительное расстоя-

ние от воздухораспределителя до места входа струи в зону обитаемости

$$\bar{x} = \frac{ax}{\sqrt{F_п}},$$

где a — коэффициент турбулентной структуры струи (принимают: $a=0{,}10 \div 0{,}12$ — для решеток с параллельно установленными лопатками; $a=0{,}14 \div 0{,}20$ — для жалюзийных и декоративных решеток, щелевых отверстий и плафонов).

На графике (рис. 153) по величине $\bar{x}$ определяют значение $f(\bar{x})$, по которому находят среднюю скорость (м/с)

$$w_{x\,ср} = \frac{f(\bar{x})\, w_{вых} d_э}{\sqrt{F_п}}, \quad (XI.23)$$

где эквивалентный диаметр выходного сечения воздухораспределителя $d_э = 1{,}128\sqrt{F_{вых}}$ м.

Величину Δt_x определяют по формуле (XI.22). Значения $w_{x\,ср}$ и Δt_x сопоставляют с допустимыми.

В случае, если $w_{x\,ср}$ или Δt_x превышают допустимые величины, необходимо выбрать новое место установки воздухораспределителя или применить воздухораспределитель с меньшими расходом и выходной скоростью воздуха.

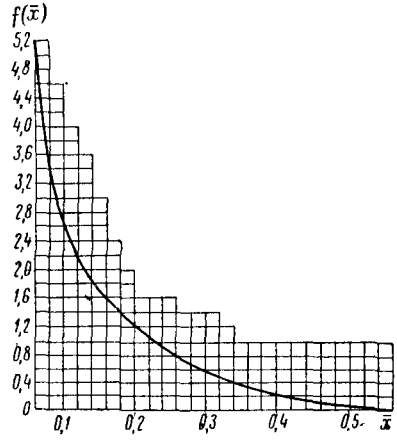


Рис. 153. График функции $f(\bar{x}) = \frac{w_{xср}\sqrt{F_п}}{w_{вых} d_э}$.

Тем же методом, что и при $x > 1{,}5\sqrt{F_п}$ для горизонтальных струй, проверяют правильность воздухораспределения при раздаче воздуха вертикальной снизу вверх струей (рис. 152, *б*). При этом $x = h + l + y_1$, а каждый воздухораспределитель должен обслуживать помещение шириной не более $2h$, где h — расстояние от выходного сечения воздухораспределителя до подволоки (рис. 152, *б*). Однако при этом длина струи x для обеспечения настильности на переборку и подволоку не должна быть меньше максимальной дальнобойности $x_{макс}$ (м) безотрывной струи, определяемой по формуле

$$x_{макс} = 16{,}5\sqrt{\theta\varphi^3}\,\frac{w_{вых}\sqrt[4]{F_{вых}}}{\sqrt{\Delta t_р}}. \quad (XI.24)$$

Воздухораспределение горизонтальными радиальными или веерными струями (рис. 152, *в*, *г*) рассчитывают так же, как и воздухораспределение горизонтальными направленными настильными струями (рис. 152, *а*) при $x < 1{,}5\sqrt{F_п}$, однако средняя скорость (м/с)

струи при входе в зону обитаемости определяется по иной формуле

$$w_{\text{х. ср}} = 4{,}65\,\frac{\theta\varphi}{x}\sqrt{\frac{w_{\text{вых}}V_{\text{в}}}{c\beta}}, \qquad \text{(XI.25)}$$

где $x = x_1 + y_1$ (рис. 152, *в*);

β — угол принудительного рассеяния струи в горизонтальной плоскости; для воздухораспределителей круглой формы (рис. 152, *г*) и приближенно для прямоугольных с радиальной раздачей воздуха $\beta = 2\pi = 6{,}28$, а для воздухораспределителей с рассеивающими лопатками $\beta = (0{,}2 \div 0{,}6)\pi = 0{,}63 \div 1{,}9$;

φ — принимают в этом случае 1,0;

c — экспериментальная постоянная.

Для многодиффузорных воздухораспределителей $c = 2{,}44$. Для воздухораспределителей с выпуском воздуха через прямоугольное отверстие с рассеивающими лопатками $c = 0{,}29$. Для однодисковых воздухораспределителей (рис. 152, *г*)

$$c = 1{,}41m\sqrt{1 + 2m^2}, \qquad \text{(XI.26)}$$

где $m = \dfrac{D_{\text{н}}}{D_0}$.

Диаметр (сторона) диска D_0 не должен быть меньше $1{,}5D_{\text{н}}$. Соотношение $m = D_{\text{н}}/D_0$ должно быть известно из конструкции и размеров воздухораспределителя. Если же оно не известно, то принимается, исходя из условия $D_0 = 1{,}6D_{\text{н}}$, т. е. $m \approx 0{,}625$. Тогда максимальный диаметр горловины воздухораспределителя

$$D_{\text{н}} = 2{,}83\,\frac{xmn}{ck}, \qquad \text{(XI.27)}$$

где $n = \dfrac{\Delta t_x}{\Delta t_{\text{р}}} \approx \dfrac{w_{x\,\text{ср}}}{w_{\text{вых}}}$;

k — коэффициент, учитывающий стеснение струи ограждениями,

$$k = \sqrt{\frac{F_{\text{п}}}{D_0 b_0}};$$

b_0 — размер (м) щели между диском и подволокой (рис. 152, *г*), определяемый по формуле

$$b_0 = \frac{V_{\text{в}}}{w_{\text{вых}}\pi D_0}. \qquad \text{(XI.28)}$$

Как видно, величиной D_0 необходимо предварительно задаваться, чтобы найти b_0, а затем k и $D_{\text{н}}$. Затем следует определить $D_0 = D_{\text{н}}/m$ и найти во втором приближении b_0, k и $D_{\text{н}}$.

С целью получения настилающейся по подволоке струи при подаче воздуха через многодиффузорные воздухораспределители угол наклона диффузора к горизонту не должен превышать 35°.

Расчет воздухораспределения при подаче воздуха через перфорированные панели с живым сечением решеток $k_{ж.с}=3\div5\%$ производится ориентировочно из условия, что при относительном размере отверстий $d_{отв}/B=0{,}005$ (где B —ширина панели) формирование потока заканчивается на расстоянии $x/B=0{,}34$, т. е. до входа в зону обитаемости (если считать $d_{отв}=5$ мм, тогда $B=1$ м и $x=0{,}34$ м).

Исходя из расхода воздуха и площади живого сечения панели, определяют скорость истечения струй из панели $w_{вых}$ (м/с). Тогда средняя скорость приточного воздуха на входе в зону обитаемости

$$w_{x\,ср}=0{,}75w_x=0{,}75\cdot1{,}2w_{вых}\sqrt{\mu k_{ж.с}}, \qquad (XI.29)$$

где μ — коэффициент расхода, принимаемый 0,75;
$k_{ж.с}$ — коэффициент живого сечения ($k_{ж.с}=0{,}03\div0{,}05$).

Разность между температурой воздуха в помещении и температурой приточного воздуха по оси струи на входе в зону обитаемости (°С)

$$\Delta t_x=1{,}2\Delta t_р\sqrt{\mu k_{ж.с}}. \qquad (XI.30)$$

Оценка качества воздухораспределения производится путем сравнения полученных расчетом значений $w_{x.ср}$ и Δt_x с допустимыми.

ГЛАВА

XII

ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ИСКУССТВЕННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И УСТРОЙСТВ

§ 53
Способы получения холода

Искусственное охлаждение — это процесс поддержания в помещениях или аппаратах температуры ниже температуры окружающей среды.

Получение холода, или охлаждение, достигается отводом тепла (отводом энергии в форме тепла) от охлаждаемого объекта — тела или среды. Тело, которое отводит тепло (охлаждающее тело), принято называть рабочим телом, рабочим веществом или хладагентом. Количество тепла, которое отводится (поглощается) хладагентом, т. е. количество произведенного холода, называется охлаждающим эффектом, или холодопроизводительностью.

Тепло от охлаждаемого тела может отводиться различными способами: при сохранении или изменении агрегатного состояния хладагента; с затратой механической, тепловой, электрической или другой энергии.

Для получения охлаждающего эффекта используют следующие физические процессы:

1. Фазовые превращения (плавление, парообразование, сублимацию, растворение соли).

2. Расширение сжатого газа (воздуха) с получением внешней работы.

3. Дросселирование (расширение без внешней работы, сопровождающееся понижением температуры,— эффект Джоуля-Томсона).

4. Вихревой эффект (труба Ранка).

5. Термоэлектрический эффект (эффект Пельтье).

Для получения холода в небольшом количестве (чаще всего, в лабораторных условиях) используется процесс поглощения теплоты растворения некоторых солей в воде или кислотах, т. е. применяются охлаждающие смеси. Так, при смешении равных количеств азотнокислого аммония NH_4NO_3 и воды температура смеси понижается на 26° С, а охлаждающий эффект составляет примерно 150 кДж. Для повторного получения охлаждающего эффекта нужно предварительно отделить воду от азотнокислого аммония, на что при ее выпаривании затрачивается около 2500 кДж тепла. Как видим, этот способ неэкономичен, хотя с помощью различных охлаждающих смесей и можно получить температуры до —40° С и ниже.

Относительно простым и при определенных условиях дешевым способом охлаждения является применение обычного водного льда. Теплота плавления льда при температуре 0° С составляет 335 кДж/кг — это его холодопроизводительность. С помощью льда, как известно, можно получить охлаждение до температур несколько выше 0° С. Более низкие температуры получаются при добавлении в лед солей NaCl, $CaCl_2$, $MgCl_2$. В этом случае, помимо плавления льда, охлаждение достигается растворением соли в образовавшейся воде, и температура раствора значительно понижается (предельно для смеси льда или снега и кристаллического хлористого кальция до —55° С). Наиболее часто употребляется смесь битого льда с поваренной солью, предельная температура смеси при этом составляет —21,2° С.

Ледяное и льдосоляное охлаждение широко распространено на рыбопромысловом флоте и железнодорожном транспорте. Для пересыпки рыбы на промысловых судах сейчас чаще всего используют чешуйчатый лед, приготовляемый в специальных льдогенераторах.

Недостатки ледяного и льдосоляного охлаждения следующие: трудоемкость, малая холодопроизводительность льда; трудность и даже невозможность получения низких температур (а для сохранения многих грузов требуется температура от —18 до —40° С); образование воды или рассола, что вызывает интенсивную корро-

зию конструкций; для транспортных установок — большой расход энергии на перевозку льда в вагонах-ледниках и на судах.

Более низкие температуры можно получить с помощью так называемого сухого льда — твердой углекислоты — за счет ее сублимации, т. е. перехода из твердого состояния, минуя жидкое, в газообразное. Это, безусловно, большое преимущество сухого льда перед обычным водным.

Твердая углекислота получается различными способами, например, при дросселировании сжатой жидкости углекислоты до давления тройной точки 0,517 МПа, когда часть углекислоты, отдавая свое тепло на испарение другой ее части, затвердевает. Полученный таким путем при температуре — 56,6° С рыхлый влажный снег затем спрессовывается и в таком виде используется как охлаждающее средство. При давлениях ниже 0,517 МПа углекислота может находиться только в твердом и газообразном состоянии. При атмосферном давлении температура и теплота сублимации 1 кг сухого льда равны соответственно —78,5° С и 574 кДж. Холодопроизводительность сухого льда будет несколько выше за счет нагрева образовавшихся паров. Так, она равна 637 кДж/кг при нагреве паров до 0° С. Благодаря большей плотности сухого льда (1560 кг/м^3) его объемная холодопроизводительность в 3—8 раз больше, чем смеси водного льда с солью (с понижением температуры охлаждения она существенно растет). Растворяя сухой лед в эфире, можно получить температуру —100° С. При обдувании сухого льда сильной струей воздуха температура его сублимации становится ниже —100° С.

Сухой лед как эффективное охлаждающее средство широко применяется в мясо-молочной, пищевой и в других отраслях промышленности, в авторефрижераторах, при испытании образцов, в медицине.

В настоящее время получают применение термоэлектрические и вихревые охлаждающие устройства, для привода в действие которых затрачивается электрическая (на термоэлектрические устройства) и механическая (на вихревые трубы) энергия.

Наиболее распространенным способом непрерывного получения холода в большом количестве (в промышленном масштабе) является машинное охлаждение. Холодильные машины, т. е. машины, осуществляющие непрерывный перенос тепла от холодных тел к более нагретым, по принципу работы обычно подразделяют на три типа:

— компрессионные (воздушные, в которых хладагентом служит воздух, и паровые, работающие на легкокипящих жидкостях);

— абсорбционные;

— эжекторные.

Компрессионные (компрессорные) машины работают за счет затраты механической энергии, абсорбционные и эжекторные — за счет затраты тепловой энергии. Поэтому абсорбционные и эжекторные холодильные машины обычно называют теплоизолирующими.

В этой главе рассматриваются термоэлектрические устройства, вихревые трубы и воздушные холодильные машины. Парокомпрессорным (наиболее распространенным) и теплоиспользующим (перспективным для судов) машинам посвящены отдельные главы книги.

§ 54
Обратные циклы

В соответствии со вторым законом термодинамики тепло от менее нагретых тел (сред) к более нагретым может передаваться только при условии затраты энергии. Машины, с по-

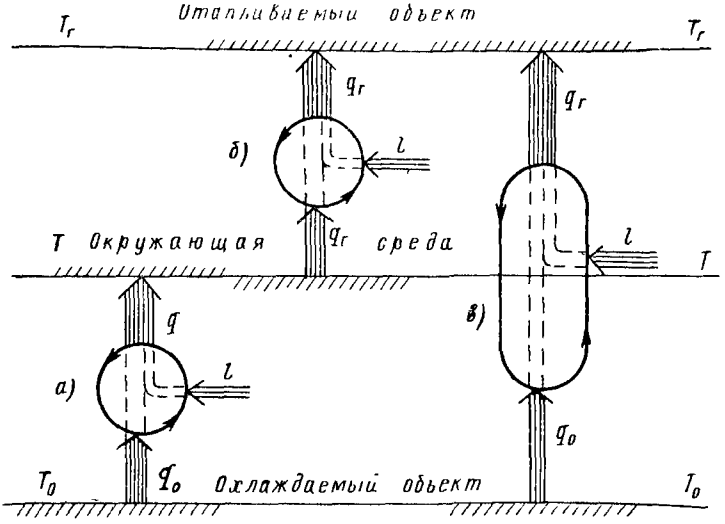


Рис 154. Принципиальные схемы осуществления обратных циклов.

мощью которых осуществляется этот процесс переноса тепла, работают, как известно, по обратному циклу (рис. 154). В зависимости от назначения машины и уровня температур, между которыми она работает, различают холодильный (рис. 154, *а*), теплового насоса (рис. 154, *б*) и теплофикационный (рис. 154, *в*) обратные циклы. Обратный цикл в координатах vp и sT показан на рис. 155.

В процессе *авс* (*ABC*) расширения 1 кг хладагента от охлаждаемого объекта отводится тепло q_0, кДж/кг (q_0 называется удельной массовой холодопроизводительностью). Чтобы хладагент мог отдать это воспринятое тепло внешней теплой среде, необходимо в цикле осуществить повышение температуры хладагента до температуры более высокой, чем температура среды. Это достигается сжатием хладагента. В компрессорных машинах сжатие осуще-

ствляется в механических компрессорах с затратой механической энергии — работы l(кДж/кг), а в эжекторных и абсорбционных — в термических (струйных) и термохимических компрессорах с затратой тепла $q_г$(кДж/кг) на машину (при этом в эжекторе на сжатие расходуется кинетическая энергия струи).

Если машина предназначена для охлаждения объекта, то она называется холодильной. Отнимая от объекта на 1 кг хладагента при температуре T_0 некоторое количество тепла q_0, она затем отдает это тепло вместе с затраченной на привод машины энергией l окружающей среде, имеющей температуру T (рис. 154, *а*). Каждым килограммом хладагента окружающей среде передается тепло (кДж/кг)

$$q = q_0 + l. \qquad \text{(XII.1)}$$

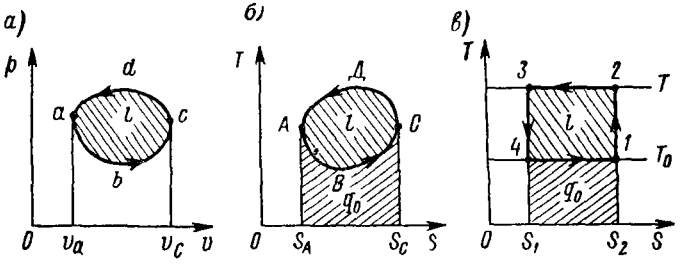


Рис. 155. Цикл холодильной машины: *а* — в координатах vp; *б* — в координатах sT; *в* — цикл Карно.

Эффективность работы холодильной машины оценивается холодильным коэффициентом [1], представляющим количество тепла, отводимого от охлаждаемого объекта, на единицу затраченной работы (мощности)

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l} = \frac{Q_0}{N}, \qquad \text{(XII.2)}$$

где Q_0 — холодопроизводительность машины, кДж/с (кВт),

$$Q_0 = q_0 G_0;$$

G_0 — количество циркулирующего хладагента, кг/с;

N — затраченная мощность, кДж/с (кВт)

$$N = l G_0.$$

Численное значение холодильного коэффициента может меняться в широких пределах и чаще всего оно больше единицы.

В отличие от компрессорных холодильных машин в теплоиспользующих (абсорбционных и эжекторных) машинах осуще-

[1] В системе СИ холодильный коэффициент и удельная (приходящаяся на единицу затраченной мощности) холодопроизводительность машины — одно и то же. Поэтому далее будем оперировать только термином «холодильный коэффициент».

ствляется не только обратный, но и прямой цикл. Последний необходим для того, чтобы совершить в машине обратный цикл и получить холод. Подведенное к такой машине тепло $Q_г$ (кДж/с) идет на получение мощности в прямом цикле (как в двигателе) N(кДж/с), а эта мощность в свою очередь здесь же, в машине, используется для осуществления обратного цикла и получения холодопроизводительности Q_0, кВт (непосредственно холодильная машина).

Поэтому эффективность работы теплоиспользующих холодильных машин оценивается тепловым коэффициентом, учитывающим сумму потерь в прямом и обратном циклах машины и представляющим отношение холодопроизводительности машины Q_0 к затраченному извне теплу $Q_г$, т. е.

$$\zeta = \frac{Q_0}{Q_г} = \frac{N}{Q_г} \cdot \frac{Q_0}{N} = \eta\varepsilon. \qquad \text{(XII.3)}$$

Как видим, тепловой коэффициент представляет собой произведение к. п. д. η прямого цикла и холодильного коэффициента ε обратного цикла.

Для более полного анализа эффективности любого способа получения холода, в том числе и с помощью компрессорных холодильных машин, очевидно, следует пользоваться тепловым коэффициентом, т. е., помимо холодильного коэффициента, оценивать и эффективность прямого цикла, в котором получена энергия для привода холодильной машины. Так, для компрессорной холодильной машины с электроприводом при выработке электроэнергии в дизель- или турбогенераторе тепловой коэффициент будет представлять произведение холодильного коэффициента и к. п. д. дизеля (паротурбинной установки), генератора, линии электропередачи и электродвигателя холодильного компрессора.

Величина теплового коэффициента может быть больше и меньше единицы.

Для такого анализа весьма полезным оказывается эксергетический метод. Более подробно эти вопросы рассматриваются в работах [107, 108, 110, 124, 136, 142, 155, 71, 73—76], а также в гл. XVI.

Продолжим рассмотрение обратных циклов.

В зависимости от того, какую работу или мощность (теоретическую, действительную) подставляем в уравнение (XII.2), получаем теоретический $\varepsilon_т$ или действительный $\varepsilon_д$ холодильный коэффициент машины.

Для оценки потерь в действительном обратном цикле в сравнении с теоретическим циклом этой машины используется степень обратимости цикла

$$\eta_x = \frac{\varepsilon_д}{\varepsilon_т} < 1. \qquad \text{(XII.4)}$$

Мощность N (кВт), затраченная в компрессоре холодильной машины,

$$N = \frac{Q_0}{\varepsilon}. \qquad \text{(XII.2а)}$$

Если с помощью машины осуществляется перенос тепла от окружающей среды к объекту с большей температурой (к отапливаемому помещению), машина называется тепловым насосом, а такое отопление — динамическим (по определению известного русского физика В. А. Михельсона). В данном случае полезным эффектом обратного цикла (рис. 154, *б*) является переданное отапливаемому помещению тепло $q_г$ (кДж/кг). Эффективность теплового насоса оценивается отношением полученного тепла к затраченной энергии (работе)

$$\mu = \frac{q_г}{l}, \qquad \text{(XII.5)}$$

называемым коэффициентом преобразования, отопительным коэффициентом или коэффициентом трансформации энергии (тепла).

Совершенно очевидно, что $\mu > \varepsilon$, причем

$$\mu = \frac{q_г}{l} = \frac{q_0 + l}{l} = \varepsilon + 1. \qquad \text{(XII.6)}$$

В том случае, когда машина вырабатывает холод q_0 и тепло $q_г$ одновременно, она работает по теплофикационному циклу (рис. 154, *в*). Общая эффективность такой машины определяется отношением

$$u = \frac{q_0 + q_г}{l} = \frac{q_0 + (q_0 + l)}{l} = 2\varepsilon + 1, \qquad \text{(XII.7)}$$

называемым коэффициентом теплофикационного цикла.

Холодильная машина, тепловой насос и теплофикационная холодильная машина одинаковы по устройству и принципу работы. Они отличаются только режимом работы, обусловленным их назначением.

Идеальным циклом холодильных машин (всех машин, работающих по обратному циклу) является обратный цикл Карно (рис. 155, *в*), в котором процессы: *1—2* и *3—4* — адиабатическое сжатие и расширение хладагента; *2—3* и *4—1* — изотермический отвод и подвод тепла. В этом случае для обратимого цикла Карно температуры хладагента в процессах подвода и отвода тепла равны температурам охлаждаемого объекта (нижнего источника тепла) и окружающей среды (верхнего источника тепла).

Холодильный коэффициент обратного цикла Карно

$$\varepsilon_к = \frac{q_0}{l} = \frac{T_0 (S_2 - S_1)}{(T - T_0)(S_2 - S_1)} = \frac{T_0}{T - T_0} = \frac{1}{\dfrac{T}{T_0} - 1}. \qquad \text{(XII.8)}$$

Он является наибольшим для данного интервала температур; как видно из формулы $\varepsilon_к$ не зависит от свойств хладагента и тем выше, чем меньше отношение температур T/T_0, при котором работает машина. Иными словами, затрачиваемая на единицу полученного холода работа тем меньше, чем меньше отношение температур T/T_0, так как $\dfrac{l}{q_0} = \dfrac{T}{T_0} - 1$.

Этот вывод имеет большое значение для анализа действительных условий работы холодильных машин. Уменьшение температуры в охлаждаемом помещении ниже нормы, отвечающей технологическим требованиям, связано с излишней затратой энергии на работу холодильной машины. То же будет и при завышении температуры отвода тепла (недостаток охлаждающей конденсатор воды и пр.).

Степень термодинамического совершенства обратного цикла определяется сравнением его холодильного коэффициента с холодильным коэффициентом обратного цикла Карно, построенного на наименьшей (для данного обратного цикла) температуре T отвода и наибольшей температуре T_0 подвода тепла к хладагенту, т. е. отношением

$$\eta = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_к} < 1. \qquad \text{(XII.9)}$$

Для повышения холодильного коэффициента, степени обратимости и термодинамического совершенства цикла действительной холодильной машины необходимо стремиться увеличивать среднюю температуру подвода тепла (в пределе до $T_0 = \text{const}$), снижать температуру отвода тепла (в пределе до $T = \text{const}$) и внутренние потери в машине. Иначе говоря, следует стремиться к снижению разности температур в процессах теплообмена между хладагентом и внешними источниками тепла, а также внутренних потерь на трение и теплообмен.

Однако выполнение этих требований, способствующих повышению экономичности холодильной машины, приводит к увеличению поверхности теплообмена аппаратов и, следовательно, увеличению их металлоемкости, массы и габаритов. Поэтому в инженерной практике прибегают к компромиссным решениям, памятуя о том, что чем больше допустимая разность температур в процессах теплообмена, тем меньше поверхность и металлоемкость аппаратов, но больше перерасход энергии на получение холода.

§ 55
Воздушные холодильные машины

Воздушные холодильные машины (ВХМ) относятся к компрессорным потому, что в них применен компрессор для сжатия хладагента — воздуха. ВХМ применялись еще до появления парокомпрессорных холодильных машин, в которых хладагентами служат легкокипящие вещества — аммиак и углекислота и тем более фреоны.

На рис. 156 показаны принципиальная схема простейшей ВХМ и ее теоретический цикл (цифрами *1*, *2*, *3* и *4* на диаграммах и на схеме установки обозначены состояния воздуха в соответствующих местах контура машины). Воздух из помещения $П$, где поддерживается температура T_1, засасывается компрессором K и сжимается от давления p_0 до давления p (процесс *1—2*). При этом его темпе-

ратура возрастает до T_2, благодаря чему воздух затем может быть охлажден в промежуточном охладителе *ПО* забортной водой *ЗВ* (процесс *2—3*). Сжатый охлажденный воздух с температурой T_3 поступает в расширитель (детандер) — турбину *Т*, где он, расширяясь до давления p_0 (процесс *3—4*), охлаждается и выходит в помещение с температурой $T_4 < T_1$. Подогреваясь в помещении при постоянном давлении p_0 от температуры T_4 до температуры T_1 (процесс *4—1*), воздух производит его охлаждение.

Как видно из рисунка 156, в теоретическом цикле осуществляются адиабатические процессы сжатия и расширения воздуха

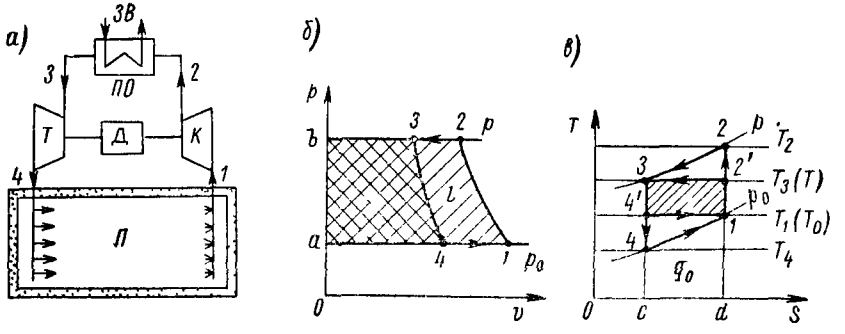


Рис. 156. Схема (*а*) и теоретический цикл в диаграмме *vp* (*б*) и диаграмме *sT* (*в*) воздушной холодильной машины.
П — помещение; *К* — компрессор; *Д* — двигатель; *Т* — турбина (детандер); *ПО* — промежуточный охладитель; *ЗВ* — забортная вода

и изобарические процессы его охлаждения (окружающей средой — забортной водой) и нагревания.

Удельная холодопроизводительность воздуха $q_0 = i_1 - i_4$ кДж/кг, где i_1 и i_4 — энтальпия в состояниях, характеризуемых точками *1* и *4* на диаграмме. Она пропорциональна площади *c—4—1—d*.

Затраченная на совершение цикла удельная работа пропорциональна площади *1—2—3—4* и находится по формуле

$$l = l_{к.\,а} - l_{р.\,а}, \qquad \text{(XII.10)}$$

где $l_{к.\,а}$ — работа компрессора (отрицательная), кДж/кг,

$$l_{к.\,а} = i_2 - i_1 \equiv \text{пл. } 1-2-b-a \text{ (рис. 156, } б);$$

$l_{р.\,а}$ — работа детандера (положительная), кДж/кг,

$$l_{р.\,а} = i_3 - i_4 \equiv \text{пл. } 3-4-a-b.$$

Теоретический холодильный коэффициент обратимого цикла воздушной холодильной машины

$$\varepsilon_т = \frac{q_0}{l} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} = \frac{T_4}{T_3 - T_4} = \frac{1}{\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}. \qquad \text{(XII.11)}$$

При p/p_0, равном 3; 4; 6 $\varepsilon_т$ равно 4,56; 2,05; 1,50.

На диаграмме sT (рис. 156) показан и обратный цикл Карно $1—2'—3—4'$ для интервала температур $T_1—T_3$ в охлаждаемом помещении ($T_1=T_0$) и окружающей среды — охлаждающей воды ($T_3=T$). Как видно, для этого цикла холодопроизводительность больше, а затраченная работа меньше, чем в цикле воздушной холодильной машины.

Холодильный коэффициент цикла Карно для $p/p_0=4$; $t_1=-5°$ С; $t_2=120°$ С; $t_3=20°$ С; $t_4=-75°$ С равен $\varepsilon_к=10{,}7$, а степень термодинамического совершенства цикла ВХМ $\eta=\varepsilon_т/\varepsilon_к=2{,}05/10{,}7=0{,}192$, т. е. очень низка.

На рис. 157 показан действительный цикл ВХМ. Он отличается от теоретического наличием потери давления в *ПО* (от $p_д$ до p) и внутренних потерь в компрессоре и детандере — турбине, которые оцениваются адиабатическими к. п. д. компрессора $\eta_{к.\,а}=0{,}7\div 0{,}9$ и турбины $\eta_{р\,а}=0{,}7\div 0{,}85$.

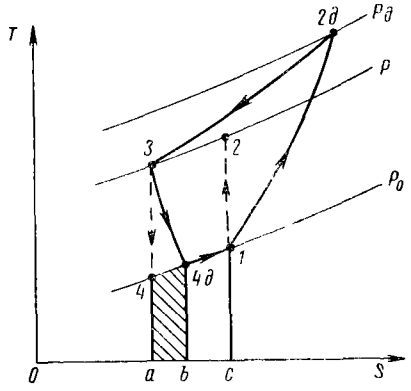


Рис. 157. Действительный цикл воздушной холодильной машины в диаграмме sT.

Действительная удельная холодопроизводительность (кДж/кг)

$$q_{0д}=q_0-l_{р.\,а}(1-\eta_{р.\,а}). \quad \text{(XII.12)}$$

Она меньше теоретической q_0 на величину потерь в турбине (заштрихованная площадь $a—4—4d—b$).

Действительная удельная работа (кДж/кг) больше теоретической l на величину потерь в компрессоре и в турбине.

$$l_д=\frac{l_{к.\,а}}{\eta_{к.а}}-l_{р.\,а}\eta_{р.\,а}. \quad \text{(XII.13)}$$

Тогда действительный холодильный коэффициент

$$\varepsilon_д=\frac{q_{0д}}{l_д}=\frac{q_0-l_{р.\,а}(1-\eta_{р.\,а})}{\frac{l_{к.\,а}}{\eta_{к.\,а}}-l_{р.\,а}\eta_{р.\,а}}. \quad \text{(XII.14)}$$

Он намного меньше теоретического холодильного коэффициента; обычно $\varepsilon_д<1$.

По экономичности в режиме кондиционирования и умеренного охлаждения ВХМ значительно уступают наиболее экономичным парокомпрессорным холодильным машинам (ПКХМ). Так, для воздушных турбокомпрессорных кондиционеров (ВТКК), по данным проработок ОНИЛКВ НКИ [65], потребляемая мощность ВТКК в 2—3 раза больше таковой для обычных кондиционеров с фреоновыми ПКФХМ.

Однако при температурах охлаждения —70° С и ниже действительный холодильный коэффициент ВХМ составляет $\varepsilon_е=0{,}46\div 0{,}58$

и превышает ε_e для ПКХМ [109, 111]. Экономичность низкотемпературных ВХМ, которые на судах могут быть применены для замораживания рыбы, повышается путем введения регенерации [111]. Большие работы в этом направлении, включая внедрение ВХМ в промышленное производство, проводятся в Одесском технологическом институте холодильной промышленности (ОТИХП) под руководством проф. В. С. Мартыновского и проф. Л. З. Мельцера.

Первые (исторически) образцы ВХМ были с поршневыми компрессорами и детандерами, что при малой массовой и объемной холодопроизводительности воздуха приводило к их громоздкости, большой металлоемкости. Однако современные ВХМ имеют лопаточные компрессор и турбину и выгодно отличаются малыми массой и габаритом. Например, масса и габаритный объем ВТКК холодопроизводительностью $Q_0 = 60$ кВт и более соответственно в 2,7—3,7 и в 1,5—2,5 раза меньше массы и объема кондиционеров с ПКХМ (при малых $Q_0 < 40$—60 кВт ВТКК не имеют выигрыша в массе и объеме).

Несомненным достоинством ВХМ является отсутствие в них специального хладагента, роль которого в данном случае выполняет недефицитный бесплатный безвредный воздух.

Большого практического применения ВХМ пока не нашли. Однако они используются, например, для кондиционирования воздуха в самолетах [29], автомобилях, иногда на судах [58], при обработке металлоизделий холодом ($t_0 < -70°$ С) [82], в термобарокамерах по испытанию авиационных двигателей, а также в установках глубокого охлаждения для разделения газов, снижения воздуха и получения кислорода.

§ 56
Термоэлектрическое охлаждение

Термоэлектрический эффект, как известно, используют для измерения температур с помощью термопар. Возникающая в цепи электродвижущая сила пропорциональна разности температур спаев двух разных металлов (термопары). Это впервые было обнаружено Зеебеком в 1821 г. Обратный этому эффект — охлаждение одного спая при пропускании постоянного электрического тока через цепь, состоящую из двух разных проводников,— открыл Пельтье в 1834 г.

Однако до появления в технике полупроводников, имеющих термо-э. д. с. во много раз больше, чем у металлов, попытки использовать указанные эффекты для непосредственного преобразования тепловой энергии в электрическую и получения низких температур успеха не имели. Работы академика А. Ф. Иоффе и сотрудников Института полупроводников АН СССР (ИП АН) показали практическую возможность использования эффекта Пельтье для получения низких температур с помощью полупроводниковых термоэлементов.

Полупроводниковый термоэлемент (рис. 158, *а*) состоит из электронного *1* и дырочного *2* полупроводников, соединенных медной пластиной *3* и включенных в цепь постоянного тока. Термоэлементы последовательно соединяются в батареи (рис. 158, *б*).

При пропускании через термоэлемент постоянного тока на одном из его спаев тепло $Q_п$ поглощается, а сам спай охлаждается (холодный спай, температура $T_х$), на другом тепло $Q_г$ выделяется, а спай нагревается (горячий спай, температура $T_г$).

Количество тепла, которое поглощает холодный спай,

$$Q_п = (\alpha_1 - \alpha_2)\, IT_х, \qquad \text{(XII.15)}$$

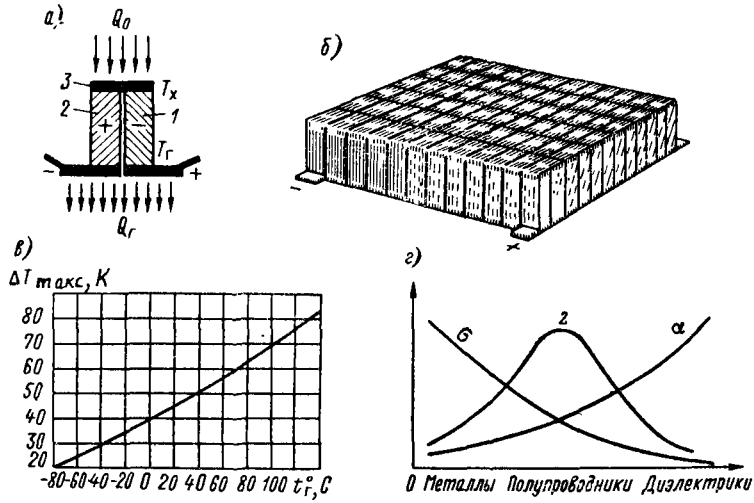


Рис. 158. Полупроводниковый термоэлемент и его характеристики.

где α_1 и α_2 — коэффициенты термо-э. д. с. полупроводникового термоэлемента;

I — сила тока.

Если термо-э. д. с. полупроводников пары имеют разные знаки, а абсолютное значение α_1 и α_2 одинаковое, то

$$Q_п = 2\alpha I T_х. \qquad \text{(XII.16)}$$

Полезный холодильный эффект идеализированного термоэлемента

$$Q_0 = Q_п - (0{,}5Q_{дж} + Q_т), \qquad \text{(XII.17)}$$

где $Q_{дж}$ — джоулево тепло, выделяющееся при прохождении тока (считается, что половина его подводится к холодному спаю, а другая половина — к горячему);

$Q_т$ — тепло, перетекающее от горячего спая к холодному теплопроводностью при разности температур $T_г - T_х$.

Роль холодильного агента в термоэлектрической холодильной машине, как видно, выполняет электронный газ, поэтому она мо-

жет быть названа электронной холодильной машиной, или электронным тепловым насосом (ЭТН).

Максимальная разность температур на спаях $\Delta T_{\text{макс}} = T_{\text{г}} - T_{\text{х}})_{\text{макс}}$ будет при отсутствии внешней тепловой нагрузки на термоэлемент, т. е. когда $Q_0 = 0$ и $Q_{\text{п}} = 0{,}5Q_{\text{дж}} + Q_{\text{т}}$. Поскольку $Q_{\text{п}}$ пропорционально I, а $Q_{\text{дж}}$ пропорционально I^2, то $\Delta T_{\text{макс}}$ будет наблюдаться при некоторой оптимальной силе тока

$$I_{\text{опт}} = \frac{\bar{\alpha}\sigma f}{l} T_x, \qquad \text{(XII.18)}$$

где σ, f и l — удельная электропроводность, поперечное сечение и длина (высота) полупроводников, а $\bar{\alpha} = |\alpha_1| + |\alpha_2|$.

Величина $\Delta T_{\text{макс}}$

$$\Delta T_{\text{макс}} = \frac{z}{2} T_x^2, \qquad \text{(XII.19)}$$

где

$$z = \frac{\bar{\alpha}^2 \sigma}{\lambda}; \qquad \text{(XII.20)}$$

здесь λ — коэффициент теплопроводности.

Величина z называется эффективностью термоэлемента, она является его важной характеристикой. При $z = 1{,}5 \cdot 10^{-3}$ 1/К и температуре горячего спая 20° С $\Delta T_{\text{макс}} = 45$ К, т. е. $t_{\text{х}} = -25°$ С.

Зависимость $\Delta T_{\text{макс}}$ от температуры $t_{\text{г}}$ горячего спая показана на рис. 158, *в*, а характеристики термоэлементов — на рис. 158, *г*.

Эффективность термоэлементов в значительной степени зависит от материала. Раньше применяли пары из сурьмы, висмута, а теперь — соединения из сурьмы, теллура, висмута, селена, к которым добавляют совсем небольшой процент присадок.

В настоящее время величина z для пары (термоэлемента) достигает значений (2,5—3,0) 10^{-3} 1/К. Это уже позволяет получать величины холодильного коэффициента, близкие к тем, которые достигаются в малых абсорбционно-диффузионных холодильных машинах для небольших шкафов. Однако эффективность термоэлектрического охлаждения еще значительно ниже эффективности охлаждения парокомпрессорными машинами.

Дальнейший прогресс в области получения полупроводниковых пар с высоким z может способствовать широкому применению термоэлектрического охлаждения, в том числе и на судах, особенно для охлаждения газов и жидкостей (в охладителях питьевой воды, химических реактивов, в воздушных кондиционерах и др.). Судостроительной промышленностью созданы опытные образцы термоэлектрических кондиционеров ТЭК-1 и ТЭК-2, которые (с учетом выпрямителя тока), однако, по экономичности, массе и габаритам пока уступают автономным кондиционерам с парокомпрессорными машинами.

На рис. 159 представлена схема работы (*а*) и общий вид (*б*) одного из опытных образцов каютного кондиционера с термоэлек-

трическим охлаждением. Его холодопроизводительность составляет 0,755 кВт, производительность по воздуху 0,028 м³/с (воздух в нем охлаждается от 27 до 15° С); потребляемая мощность 1,25 кВт; холодильный коэффициент 0,6; масса 30 кг; габарит 300×220×

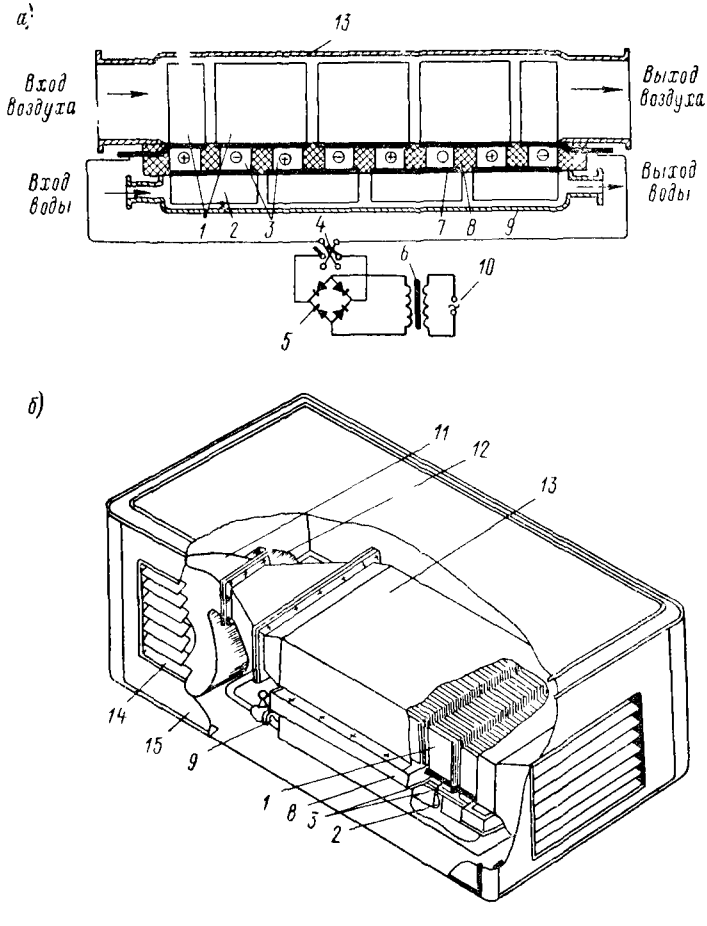


Рис. 159. Схема работы (*а*) и общий вид (*б*) каютного кондиционера с термоэлектрическим охлаждением.

1 — ребра холодных спаев, *2* — ребра горячих спаев; *3* — полупроводниковые термоэлементы; *4* — электропереключатель; *5* — выпрямитель тока, *6* — трансформатор; *7* — токоведущая пластина; *8* — слой эпоксидной смолы; *9* — трубопровод охлаждающей воды; *10* — клеммы; *11* — вентилятор; *12* — электродвигатель вентилятора; *13* — корпус термоэлектрической батареи; *14* — жалюзи; *15* — корпус кондиционера.

×550 мм; расход охлаждающей горячие спаи воды (при температуре воды 20° С) 0,167 кг/с.

Хорошие результаты были получены при испытании опытного образца каютного термоэлектрического кондиционера, разработанного и изготовленного в ОТИХП. При расходе охлаждаемого воз-

духа 0,061 кг/с и охлаждающей воды 0,064 кг/с, температуре 28° С и относительной влажности воздуха на входе в кондиционер 51% последний при средней силе тока 75А обеспечивал охлаждение воздуха на 7° С. Холодопроизводительность его при этом составляла 0,465 кВт, затраты электроэнергии 0,3 кВт, холодильный коэффициент 1,54.

Следует отметить, что в ОТИХП под руководством проф. В. С. Мартыновского и проф. В. А. Наера ведутся интенсивные исследования и разработки по термоэлектрическим холодильным устройствам (создан и выпускается промышленностью переносный микрохолодильник и т. д.). Подобные работы ведутся в СКБ ИП АН СССР, в СКБ полупроводниковых приборов и в других организациях.

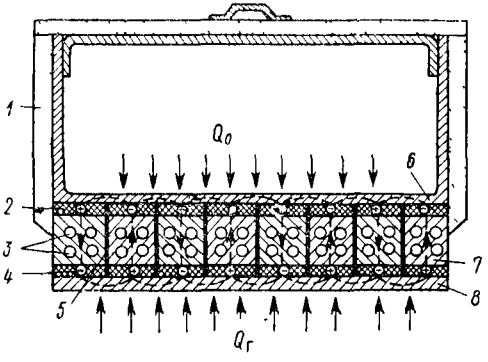


Рис. 160. Термоэлектрическое холодильное устройство, работающее за счет тепловой энергии.

1 — теплоизоляция; *2, 4* — полупроводниковые пластины; *3* — каналы; *5* — электроизолирующий слой (слюда); *6* — пластина; *7, 8* — металлические пластины;

Перспективность применения термоэлектрических кондиционеров на судах объясняется тем, что они при относительно малой эффективности работы все же обладают существенными преимуществами по сравнению с кондиционерами других типов: отсутствием движущихся частей и холодильного агента (в обычном понимании), бесшумностью работы, малой массой и небольшими габаритами, чрезвычайно малой тепловой инерционностью, длительным сроком службы и надежностью работы (при отработанной технологии производства), удобством регулирования, возможностью легкого (путем изменения направления электротока) перевода с режима охлаждения воздуха на режим его подогрева. При работе термоэлектрического кондиционера в режиме теплового насоса он расходует энергии значительно меньше, чем электрический воздухонагреватель.

Термоэлектрические холодильники, работая на постоянном токе большой силы, требуют применения громоздких выпрямительных устройств (промышленный ток — переменный, судовое электрооборудование на большинстве судов работает тоже на переменном токе), которые существенно снижают экономичность ТЭК и увеличивают его массу и габарит. В связи с этим представляют интерес термоэлектрические холодильные устройства, питающиеся от полупроводниковых термоэлектрогенераторов. Для судов они могут оказаться перспективными и потому, что будут использовать низкопотенциальное отбросное тепло (горячей воды, отработавших газов и пара).

На рис. 160 изображена принципиальная схема устройства термоэлектрического холодильного шкафа, работающего за счет тепловой энергии [122]. В данном устройстве верхняя и нижняя термобатареи соединены между собой горячими спаями — пластинами *7*, охлаждаемыми водой. При нагревании нижней пластины *8* и одновременном пропускании воды по каналам *3* в контурах, образованных парами полупроводниковых пластин *2*, *4* и металлическими пластинами *8*, *6*, *7*, возникает термоэлектрический ток (показано штриховыми линиями со стрелками). Этот ток в свою очередь вызывает поглощение тепла пластиной *6*, т. е. охлаждающий эффект. Таким образом, в верхней теплоизолированной части могут поддерживаться низкие температуры.

Тепловой коэффициент такого холодильного устройства оценивается отношением $\zeta = Q_0/Q_г$. Он пока еще не может быть получен высоким (реальный $\zeta \approx 0{,}06$ для термоэлектрического холодильного устройства, работающего на горелке бытовой газовой плиты мощностью $Q_г = 2 \div 3$ кВт; холодопроизводительность при к. п. д. плиты 60% составит 0,07—0,105 кВт). Однако по мере получения полупроводников с улучшенными параметрами могут быть повышены холодопроизводительность и экономичность работы таких устройств.

§ 57
Вихревой эффект охлаждения

Вихревое охлаждение впервые было предложено французским инженером Ранком в 1933 г. Теоретический анализ и опытное исследование вихревого охлаждения проводилось в ОТИХП (проф. В. С. Мартыновским и др. [142]) и Куйбышевским авиационным институтом (проф. А. П. Меркуловым и др. [113]. Тем не менее теория сложных явлений, протекающих в вихревой трубе, пока еще мало разработана.

Устройство, принцип действия и показатели эффективности работы вихревой трубы представлены на рис. 161.

Предварительно сжатый и охлажденный водой воздух в количестве G кг при давлении p и температуре t подается в сопло *3* (рис. 161, *а*), где он расширяется, охлаждается и приобретает большую скорость и кинетическую энергию. Поскольку воздух поступает в трубу тангенциально, то он в поперечном сечении трубы образует свободный вихрь, угловая скорость вращения которого велика у оси и мала у периферии трубы. Избыток кинетической энергии внутренних слоев передается (трением) внешним, повышая их температуру. Этот процесс происходит настолько быстро, что внутренние слои, отдав энергию периферийным и еще больше охладившись, не успевают получать от них эквивалентного возврата тепла, т. е. в поле вихревого разделения воздуха не наступает термического равновесия.

Находясь вблизи центрального отверстия диафрагмы, холодный воздух выходит через него к правому свободному концу трубы, на-

зываемому холодным. Нагретые периферийные слои движутся влево к дроссельному клапану и через него выходят из горячего конца трубы. Количества получаемого горячего $G_г$ и холодного $G_х$ воздуха, а следовательно, и температуры того и другого $t_г$ и $t_х$ регулируются степенью открытия клапана.

Охлаждение холодного потока $\Delta t_х = t - t_х$ в вихревой трубе, по данным В. С. Мартыновского и В. П. Алексеева, представленным на рис. 161, *б*, меньше, чем в адиабатическом обратимом процессе расширения, и больше, чем при дросселировании. Как видно на

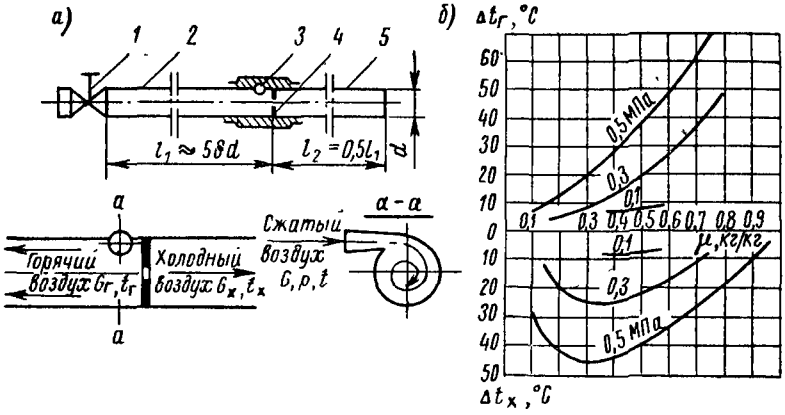


Рис. 161. Охлаждение вихревой трубой:
а — устройство трубы.
1 — дроссельный клапан; *2* — горячий конец трубы; *3* — сопло; *4* — диафрагма; *5* — холодный конец трубы
б — зависимость степени охлаждения $\Delta t_х = t - t_х$ и нагревания $\Delta t_г = t_г - t$ от массовой доли холодного воздуха $\mu = G_х/G$.

графике, наибольшее охлаждение $\Delta t_х = 45°$ С было получено при $p \approx 0{,}5$ МПа, $\mu = G_х/G = 0{,}3$, что при $t = 10°$ С дает $t_х = -35°$ С. Это примерно половина перепада температур в изоэнтропическом процессе расширения. Наибольшая удельная холодопроизводительность $q_0 = \mu c_p \Delta t_х$ кДж/кг достигается при $\mu \approx 0{,}6 \div 0{,}7$, однако она сама по себе невысока и составляет 12,5—21 кДж/кг.

Термодинамические процессы вихревой трубы малоэффективны. На охлаждение вихревой трубой расходуется энергии примерно в 8—10 раз больше, чем воздушной машиной. Однако такой способ одновременного получения холода и тепла исключительно прост (если имеется система сжатого воздуха достаточного давления), поэтому он применим в тех случаях, когда необходимо получать холод и тепло периодически и в небольших количествах.

Эффективность работы вихревой трубы может быть повышена за счет охлаждения водой горячего конца трубы и увеличения доли холодного воздуха μ, причем энергию окружающей среде можно полностью передавать не с горячим потоком, а в виде тепла с охлаждающей водой: проточной или барботируемой горячим воздухом. В первом случае расход воды составляет приблизительно

1,5 кг на 1 кг сжатого воздуха, подаваемого в вихревую трубу, а во втором он сокращается в 100 и более раз, так как для охлаждения используется скрытая теплота парообразования воды, увлажняющей горячий воздух.

В судовых установках кондиционирования воздуха в настоящее время наиболее широко применяются экономичные и компактные парокомпрессорные, а также пароводяные эжекторные холодильные машины (ВЭХМ). Учитывая возможность утилизации отбросного тепла энергетических установок на судах, перспективными следует считать различные теплоиспользующие холодильные машины, в том числе абсорбционные, фреоновые эжекторные и утилизационные турбокомпрессорные фреоновые.

ГЛАВА

XIII

ПАРОКОМПРЕССОРНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

§ 58
Принципиальная схема и теоретический цикл ПКХМ

В идеальном цикле холодильных машин, цикле Карно, подвод тепла от охлаждаемого объекта к хладагенту и отвод тепла от него к окружающей среде происходят при постоянной температуре хладагента. Кроме того, целесообразно, с точки зрения удобства эксплуатации теплообменников, чтобы процессы теплообмена протекали при постоянном давлении. Это в большой мере достигается, если в качестве холодильного агента применить легкокипящие жидкости; тогда подвод и отвод тепла будут происходить при фазовых превращениях холодильного агента (кипении и конденсации), протекающих, как известно, при неизменной температуре и постоянном давлении.

Принципиальная схема и теоретический цикл парокомпрессорной холодильной машины в координатах sT показаны на рис. 162. На схеме машины (рис. 162, *а*) цифрами *1, 2, 3, 4* отмечено состояние холодильного агента в различных местах контура, соответствующее одноименным точкам в цикле (рис. 162, *б*).

Компрессор K засасывает холодные пары хладагента — легкокипящей жидкости из испарителя $И$ при давлении кипения p_0

(точка *1*) и сжимает их адиабатически (процесс *1—2*) до давления нагнетания, теоретически равного давлению конденсации $p_к$. При этом температура паров существенно возрастает. Сжатый пар хладагента (точка *2*) поступает в конденсатор *Кн*, в котором при постоянном давлении $p_к$ вначале охлаждается (снятие перегрева — процесс *2—е*), а затем конденсируется (процесс *е—3*) при постоянной температуре $t_к$ и том же давлении $p_к$. Жидкий хладагент (точка *3*) дросселируется (мнется) в регулирующем клапане *РК* (так он называется потому, что им регулируется подача жидкости в испаритель). Процесс дросселирования *3—4* изображается происходящим при постоянной энтальпии (линия $i_3 = i_4 = \text{const}$). В результате дросселирования давление понижается до p_0, а температура — до t_0, жидкость превращается во влажный пар (точка *4*), т. е. при дросселировании часть жидкости превращается в пар. Другая (основная) часть жидкого хладагента кипит (испаряется) в испарителе *И* при постоянных давлении p_0 и температуре t_0 кипения (процесс *4—1*). Необходимое для этого процесса тепло отнимается от охлаждаемого объекта (от воздуха помещения, рассола и т. п.). Затем образовавшийся в испарителе пар засасывается компрессором, и цикл повторяется снова.

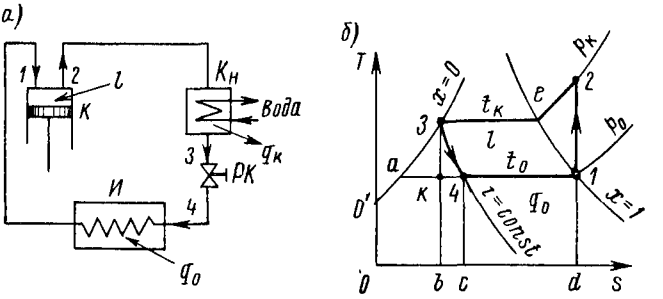


Рис. 162 Принципиальная схема (*а*) и теоретический цикл (*б*) парокомпрессорной холодильной машины.

Холодопроизводительность 1 кг агента, кДж/кг (удельная массовая холодопроизводительность)

$$q_0 = i_1 - i_4 \qquad \text{(XIII.1)}$$

эквивалентна площади *c—4—1—dc* под линией процесса кипения *4—1*. Как известно, энтальпия в диаграмме *sT* может быть представлена площадью; например, $i_1 \equiv$ пл. *0—0'—a—1—d—0*, а $i_4 \equiv$ пл. *0—0'—a—4—c—0*; поэтому здесь и далее площади выражаются через разность энтальпий, и наоборот.

Холодопроизводительность 1 м³ паров (кДж/м³), всасываемых компрессором (удельная объемная холодопроизводительность),

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{i_1 - i_4}{v_1}, \qquad \text{(XIII.2)}$$

где v_1 — удельный объем всасываемых компрессором паров (в точке *1* цикла), м³/кг.

Затрачиваемая на 1 кг хладагента работа в компрессоре (кДж/кг)

$$l = i_2 - i_1. \qquad \text{(XIII.3)}$$

Она эквивалентна площади *1—2—3—a—1*.

Тепло (кДж/кг), отданное хладагентом охлаждающей конденсатор воде в процессе *2—3* при постоянном давлении $p_к$,

$$q_к = q_0 + l = i_2 - i_3 \qquad \text{(XIII.4)}$$

эквивалентно площади *d—2—3—bd*.

Поскольку $l = q_к - q_0$, то пл. *1—2—3—a—1* = пл. *d—2—3—bd* — — пл. *c—4—1—dc* = пл. *1—2—3—bc—4—1*. Значит, пл. *bk—4—cb* = = пл. *ak—3—a* (это свойство будет использоваться при анализе процессов цикла, см. § 60).

Теоретический холодильный коэффициент

$$\varepsilon_т = \frac{q_0}{l} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1}. \qquad \text{(XIII.5)}$$

Степень термодинамического совершенства цикла паровой компрессорной холодильной машины для большинства холодильных агентов довольно высока: $\eta = 0{,}8 \div 0{,}9$.

Если холодопроизводительность машины Q_0 (кВт), то количество циркулирующего агента, кг/с (массовая производительность компрессора)

$$G_0 = \frac{Q_0}{q_0}. \qquad \text{(XIII.6)}$$

Объем пара, засасываемого компрессором в секунду (объемная производительность компрессора), м³/с,

$$V_0 = G_0 v_1 = \frac{Q_0}{q_v}. \qquad \text{(XIII.7)}$$

Поскольку теоретическая мощность компрессора $N_т = G_0 l$ кВт, то теоретический холодильный коэффициент может быть представлен и так:

$$\varepsilon_т = \frac{Q_0}{N_т}. \qquad \text{(XIII.8)}$$

Парокомпрессорные холодильные машины отличаются высокой экономичностью (действительный холодильный коэффициент малых и средних машин при $t_0 = -30 \div 0°$ С и $t_к = 40 \div 30°$ С составляет $\varepsilon_д = 1{,}75 \div 4{,}65$), малыми габаритами и компактностью в сравнении с другими холодильными машинами. Поэтому они являются наиболее распространенными в стационарной и судовой практике.

§ 59
Хладагенты парокомпрессорных машин

К хладагентам ПКХМ предъявляются следующие основные требования:

1. Достаточно высокое давление в испарителе при эксплуатационных температурах кипения, обеспечивающих заданные температуры охлаждения объекта; желательно, чтобы оно было не ниже атмосферного во избежание подсоса воздуха в систему.

2. Умеренное (до 1,2—1,5 МПа) давление конденсации при температуре окружающей среды — охлаждающих конденсатор воды, воздуха, равной 20—30° С, что уменьшает массу и упрощает конструкцию холодильной машины.

3. Небольшая величина отношения давлений конденсации и кипения $p_к/p_0$, что обеспечивает меньшие затраты мощности на привод компрессора, т. е. большую экономичность машины.

4. Большая удельная объемная холодопроизводительность всасываемых компрессором паров, что обусловливает малые размеры и компактность поршневых и больших турбокомпрессорных машин (для небольших турбомашин с малым сечением проточной части, наоборот, хладагент должен иметь малую удельную объемную холодопроизводительность, чтобы для заданной Q_0 машины получились относительно большие объемные расходы и достаточное сечение проточной части компрессора, что обеспечит меньшие внутренние потери).

5. Малая теплоемкость жидкости (бóльшая крутизна нижней пограничной кривой на диаграмме sT), небольшая вязкость, хорошая теплопроводность и теплоотдача, обеспечивающие наибольшую эффективность цикла, меньшие затраты энергии на осуществление циркуляции агента по системе, лучший теплообмен и, следовательно, позволяющие уменьшить поверхности конденсатора и испарителя.

6. Низкая температура затвердевания, необходимая для получения низкой температуры охлаждения.

7. Высокая критическая температура. Работа холодильной машины в околокритической и надкритической областях (при низкой критической температуре хладагента и повышенной температуре охлаждающей конденсатор воды) малоэкономична и сопровождается резким падением холодопроизводительности, неустойчивостью процесса конденсации и перегревом машины.

8. Нетоксичность (безвредность) для обслуживающего персонала.

9. Негорючесть и взрывобезопасность.

10. Инертность (неагрессивность) по отношению к металлам, органическим веществам (резине, пароните и другим прокладочным и уплотнительным материалам).

11. Способность хорошо растворять влагу (воду) и плохо растворяться в масле. При малой растворимости воды в хладагенте

она, скопившись в системе, замерзает, образуя пробки на стороне низкого давления (особенно в регулирующем клапане, имеющем очень малое проходное сечение, где происходит дросселирование агента и снижение температуры до минусовых значений). Это нарушает нормальную работу установки. При хорошей взаимной растворимости хладагента и масла создается возможность уноса масла из картера компрессора, скопления его в конденсаторе, испарителе, повышается температура кипения при этом же давлении и требуется принятие эффективных мер для возврата масла из системы в компрессор.

12. Невысокая стоимость и недифицитность.

13. Химическая стабильность в течение многих лет; малая текучесть, т. е. слабая способность проникать через неплотности; легкость обнаружения утечек и т. п.

Ни один из существующих хладагентов не удовлетворяет в полной мере всем перечисленным требованиям.

Хладагенты для судовых установок в первую очередь должны удовлетворять требованиям безопасности (взрывобезопасность, негорючесть, нетоксичность), компактности машин и надежности их работы (большая удельная объемная холодопроизводительность, умеренные давления в системе, высокая критическая температура, неагрессивность по отношению к материалам машины).

В конце прошлого века почти одновременно в холодильной технике нашли применение аммиак NH_3, углекислота CO_2, сернистый ангидрид SO_2 и хлористый метил CH_3Cl. В 1930 г. впервые были получены галоидные (фтор, хлор) производные насыщенных углеводородов (метана, этана, бутана, пропана), называемые *фреонами*. Число фреонов теперь очень велико, все они отличаются полной или почти полной негорючестью и безвредностью, отсутствием запаха, а их термодинамические и конструктивно-эксплуатационные свойства можно изменять путем изменения числа атомов фтора, хлора или брома в них. Кроме того, используются так называемые азеотропные смеси, ведущие себя как новые агенты с промежуточными свойствами (это смеси, не разделяемые физическими методами в процессах кипения и конденсации), а также неазеотропные смеси фреонов.

Общая химическая формула фреона $C_mH_nF_pCl_qBr_r$ $(p \geqslant 1)$.

Кроме наименования в соответствии с химической формулой, фреоны имеют и сокращенные обозначения, которые получаются следующим образом. Если фреон получен из метана CH_4, у буквы Ф указывают цифру 1, а если из этана C_2H_6, бутана C_4H_{10}, пропана C_3H_8, то ставят соответствующую цифру: 11, 21, 31. К этой цифре (числу) прибавляют число атомов водорода, если он есть в полученном соединении — фреоне. Затем к получившемуся числу приписывают цифру по числу атомов фтора во фреоне. Например, дифтордихлорметан CF_2Cl_2 и дифтормонохлорметан CHF_2Cl, полученные из метана, обозначаются Ф-12 и Ф-22, а производные этана — трифтортрихлорэтан $C_2F_3Cl_3$ и дифтормонохлорэтан $C_2H_3F_2Cl$ — соответственно Ф-113 и Ф-142.

Температура кипения фреонов при атмосферном давлении колеблется от +47,6 (для Ф-113) до —127,8° С (для Ф-14).

Среди большой группы фреонов важное значение и широкое применение имеют фреоны марок: Ф-12, Ф-22, Ф-11, Ф-13, Ф-113, Ф-142, а также некоторые бромированные углеводороды. В последнее время исследованы свойства весьма перспективного фреона-21.

В зависимости от температуры $t_{он}$ кипения при атмосферном (нормальном) давлении все хладагенты подразделяются на три группы. В судовых холодильных машинах применяются хладагенты второй группы с $-50° С < t_{оп} < 0° С$ и $p_к = 0{,}5 \div 1{,}5$ МПа (аммиак, фреоны-12, -22 для поршневых компрессоров при t_0 до —60° С и турбокомпрессоров при более низких температурах кипения).

Более подробные сведения о фреонах и других хладагентах даны в работах [7, 142 и др.]. Физические свойства основных хладагентов приведены в табл. 22.

Поскольку все применяющиеся в судовых установках хладагенты при атмосферном давлении кипят при температуре $t_{он} < 0° С$, они должны храниться в сжиженном состоянии под давлением в баллонах. Емкость баллонов составляет 5—100 л, а заполнение аммиаком — 0,57 кг/л, фреоном-12 — 1,12 кг/л (плотность жидкого Ф-12 при 20° С составляет 1,32 кг/л), углекислотой — 0,75 кг/л, при этом рабочее давление составляет соответственно 3,0; 1,3 и 12,5 МПа. Баллоны должны храниться при температуре не выше 35° С.

Критическая температура у всех рассматриваемых холодильных агентов достаточно высокая, за исключением углекислоты, у которой она очень мала (+31° С).

Знание относительной плотности паров хладагента (по отношению к плотности воздуха) при атмосферных условиях позволяет правильно организовать вентиляцию отделения холодильных машин. Так, аммиак, как более легкий, чем воздух, при утечках будет скапливаться в верхней части помещения, откуда его и следует удалять. Остальные агенты (особенно фреоны), как более тяжелые, будут собираться внизу.

Для сопоставления термодинамических и конструкционно-эксплуатационных свойств хладагентов в табл. 23 приведены их расчетные параметры в цикле холодильной машины при $t_0 = -15° С$ и $t_к = 30° С$.

Степень термодинамического совершенства цикла у рассматриваемых агентов составляет 0,81—0,89, за исключением углекислоты (0,48) и Ф-С318 (0,7).

Как видно из таблицы, машины на фреонах-11, -21, -114, -142, С318 при $t_0 = -15° С$ будут работать с большим разрежением во всасывающей системе ($p_0 < 0{,}1$ МПа); давление кипения и особенно давление конденсации в углекислотной машине чрезмерно высоки. У остальных хладагентов давления приемлемые (умеренные).

Отношение $p_к/p_0$ давлений конденсации и кипения определяет рабочие (индикаторные) показатели компрессора: коэффициент

Таблица 22

Физические свойства осиовных хладагеитов

Хладагент	Молекулярная масса	Температура кипения при атмосферием давлеиии $t_{ок}$, °С	Температура затвердевания $t_{зт}$, °С	Крнтнческие параметры			Показатель адиабаты k	Относительная плотность паров при атмосферном давлении и температуре 20°С (относительно плотности воздуха)
				температура $t_{кр}$, °С	давление $p_{кр}$, МПа	удельный объем $v_{кр} \cdot 10^3$, м³/кг		
Углекислота	44,01	—78,9	—56,6	31,0	7,35	2,16	1,26	1,44
Аммиак	17,03	—33,4	—77,7	132,4	11,30	4,13	1,30	0,56
Ф-22	86,48	—40,8	—160,0	96,0	4,93	1,90	1,20	2,96
Ф-12	120,92	—29,8	—155,0	111,5	4,02	1,80	1,14	4,14
Ф-142	100,48	—9,2	—130,8	137,0	4,15	2,26	1,13	3,45
Ф-40	50,49	—23,7	—97,6	143,1	6,67	2,70	1,20	1,72
Ф-11	137,39	23,7	—111,0	198,0	4,37	1,80	1,13	—
Ф-21	102,92	8,9	—135,0	178,5	5,17	1,91	1,16	3,74
Ф-114	170,91	3,5	—94,0	145,8	3,28	1,71	1,11	6,18
Ф-290	44,10	—42,1	—187,1	96,8	4,26	4,46	1,13	1,53
Ф-С318	200,40	—6,8	—40,2	115,4	2,80	1,58	—	7,16

Таблица 23

Параметры и показатели хладагеитов в цикле ПКФХМ при $t_0 = -15°$ С и $t_к = 30°$С

Хладагент	Давленне, МПа		Отношение давлений коидеисации и кипения $p_к/p_0$	Разность давлений коидеисации и кипеиия $p_к - p_0$, МПа	Теплота парообразования при $t_0 = -15°$ С, кДж/кг	Удельная холодопроизводительность		Относительные размеры компрессора (поршиевого)	Степеиь термодинамического совершеиства $\eta = \varepsilon_т/\varepsilon_к$
	кипеиия p_0	кондеисацни $p_к$				массовая q_0, кДж/кг	объемная q_v, кДж/м³		
Углекислота	2,285	7,180	3,14	4,895	273,5	129,2	7785,0	1,0	0,48
Аммиак	0,235	1,170	4,98	0,935	1315,0	1105,0	2175,0	3,6	0,83
Ф-22	0,294	1,210	4,11	0,916	218,0	161,7	2080,0	3,7	0,81
Ф-12	0,185	0,745	4,03	0,560	162,0	118,8	1280,0	6,1	0,82
Ф-40	0,147	0,660	4,49	0,513	422,0	350,0	1203,0	6,5	0,81
Ф-11	0,02	0,126	6,29	0,106	191,1	158,1	204,7	38,0	0,87
Ф-21	0,036	0,216	6,00	0,180	254,7	190,9	364,3	21,3	0,89
Ф-114	0,046	0,255	5,53	0,209	141,8	99,4	377,7	20,6	0,83
Ф-142	0,079	0,394	4,94	0,315	229,5	177,1	661,5	11,8	0,82
Ф-290	0,290	1,098	3,78	0,808	397,9	331,1	1947,0	3,9	0,85
Ф-С318	0,074	0,387	5,23	0,313	113,4	74,7	498,0	17,4	0,70
Ф-1281	0,067	0,318	4,75	0,250	138,0	102,0	525,0	14,8	

подачи и индикаторный (адиабатический) к. п. д. компрессора тем больше, чем ниже $p_к/p_0$ (см. гл. XIV). С целью повышения экономичности работы холодильные машины для получения низких температур приходится делать более сложными, многоступенчатыми (при отношении $p_к/p_0 \geqslant 8$). При $t_к = +30°$ С переход к двухступенчатым схемам делается при температуре кипения —26° С (для аммиака), —32° С (для Ф-12) и —35° С (для Ф-22). Практически одноступенчатые машины на Ф-22 работают до $t_0 = -40°$ С.

По разности давлений ($p_к - p_0$) рассчитывают действующие на поршень усилия и прочность (толщина стенок и др.) цилиндропоршневой группы и других деталей компрессора. Естественно, желательно иметь меньшую величину ($p_к - p_0$).

Судя по величине удельной объемной холодопроизводительности хладагентов, наименьшие размеры будет иметь углекислотный компрессор, размеры аммиачного компрессора и компрессора, работающего на Ф-22, приблизительно одинаковы; размеры компрессоров, работающих на Ф-12, в 1,6—1,7 раза больше, чем аммиачных и на Ф-22. Поршневые компрессоры на фреонах-11, -21, -114 получаются очень громоздкими. Эти фреоны выгодно применять в турбокомпрессорах.

Под физиологическими свойствами хладагентов понимают степень их ядовитости и влияние на вкусовые качества пищевых продуктов.

По степени ядовитости (вредности для человека или другого живого организма) хладагенты подразделяются на пять классов. Самые вредные агенты относятся к 1-му классу. Класс вредности определяется минимальными концентрацией хладагента в воздухе и временем воздействия воздуха с такой концентрацией на живой организм, приводящими к его гибели или тяжелому отравлению. В табл. 24 приведены значения допустимой концентрации хладагентов в воздухе (в % по объему), вызывающие легкие симптомы отравления и тяжелое отравление. Предельно допустимая концентрация в воздухе составляет: аммиака 0,02 мг/л, углекислоты 0,176 г/л, Ф-12 0,496 г/л.

На вкусовые качества продуктов Ф-12 никакого действия не оказывает. При концентрации аммиака 0,1% продукты портятся через полчаса. Сернистый ангидрид и хлорметил также оказывают влияние на пищевые продукты, а углекислота, например, способствует качественному сохранению некоторых сортов яблок и груш.

Остальные свойства основных холодильных агентов сопоставим, дав характеристику каждому из них в отдельности.

Углекислота. Из-за ряда недостатков, отмеченных выше (низкая $t_{кр} = 31°$ С, высокие давления и т. п.), несмотря на неядовитость, неагрессивность и взрывобезопасность, углекислотные машины на судах не применяются, хотя иногда и встречаются на старом флоте, например английском. Практически углекислотные машины (компрессоры) сейчас используются только в промышленных установках; производящих жидкую углекислоту и сухой лед.

Таблица 24

Распределение хладагентов по классам вредности
(объемная концентрация в воздухе в процентах)

Хладагент	Класс вредности	Легкие симптомы отравления при пребывании в течение нескольких часов	Гибель или тяжелое отравление	
			Концентрация в процентах по объему	Продолжительность воздействия на человека
Сернистый ангидрид[1]	1	0,001—0,01	0,5—1,0	5 мин
Аммиак	2	0,01	0,5—1,0	30 мин
Хлорметил (Ф-40)	3	—	2,0—2,5	2 ч
Углекислота	4	2—3	29—30	30 мин
Ф-22	4	—	10—15	30 мин
Ф-12	5	20	25—30	2 ч

[1] Сернистый ангидрид вследствие высокой ядовитости в холодильных машинах сейчас не применяется.

Аммиак. Это дешевый (67 руб. за 1000 кг) холодильный агент, обладающий хорошими термодинамическими свойствами — умеренными давлениями и большой удельной объемной холодопроизводительностью. До сих пор аммиачные холодильные машины достаточно широко применяются, даже на вновь строящихся судах (морских, рыбопромысловых).

Однако аммиак имеет ряд существенных недостатков. Он очень ядовит (табл. 24), взрывоопасен в пределах объемной концентрации 16—25%, неагрессивен по отношению к черным металлам, но разъедает в присутствии влаги цинк, медь, бронзу и другие медные сплавы, за исключением фосфористой бронзы.

Масло в аммиаке растворяется плохо, аммиак в масле — незначительно (при давлениях и температурах в конденсаторе концентрация аммиака в масле составляет 1,5—2% по массе).

Вода хорошо растворяется в аммиаке, что исключает возможность ее замерзания в системе. Однако присутствие влаги в аммиаке как хладагенте нежелательно. Допустимый ее предел 0,2% (ГОСТ 6221—72). В смеси с водой аммиак образует окись аммония, которая разрушает смазку и загрязняет компрессор.

Температура паров аммиака в конце сжатия обычно (при $t_0 \leqslant -15°C$ и $t_к = 25 \div 30°C$) выше 100°С, поэтому аммиачные компрессоры всегда охлаждаются водой.

Аммиак по сравнению с фреоном относительно легко сохранить в системе. Нередко бывает так, что в течение нескольких месяцев в машины не добавляют аммиак, так как его утечки относительно невелики. Однако и в аммиачных машинах нужно тщательно уплотнять все возможные места утечек.

Аммиак бесцветен и резко пахуч. Присутствие его в воздухе ощущается уже при объемной концентрации 0,0005%. С одной сто-

роны, это хорошо, так как легче обнаруживаются утечки, а с другой — неудобно, так как даже кратковременное воздействие на людей его неприятного острого запаха нежелательно.

Фреон-12. В атмосферных условиях это бесцветный газ, не имеющий запаха (при концентрации более 20% ощущается сладковатый запах эфиры). Не горит, невзрывоопасен, безвреден. Однако при чрезмерно больших концентрациях его в воздухе (25—30% и более) у человека, долгое время находящегося в помещении, может наступить удушье из-за недостатка кислорода. В открытом пламени фреоны (Ф-12, Ф-22 и др.) распадаются с образованием отравляющего газа — фосгена (следы). При этом появляется кислый запах, который и может служить предупредительным сигналом. Поэтому в машинных отделениях фреоновых установок размещение открытых электронагревательных приборов, работа с открытым пламенем и курение запрещены.

Обезвоженные фреоны, в том числе и Ф-12, инертны ко всем материалам, за исключением сплавов, содержащих более 2% магния. В присутствии же влаги образуются кислоты, воздействующие на большинство металлов.

Хотя фреоны инертны к металлам, они способны смывать с металлов окалину, песок, остатки горячей обработки труб, приводящие к загрязнению системы, фильтров, попаданию грязи в компрессор, т. е. к нарушению работы установки. Это объясняется исключительной растворяющей способностью фреонов, которые как бы очищают себе проходные пути, растворяя масло и грязь в щелях и порах. Поэтому все они обладают повышенной способностью проникать через малейшие неплотности, даже через поры чугуна, который для фреоновых машин делают специально газоплотным (качество мелкозернистого чугуна не хуже, чем чугуна марки СЧ 21—40). Борьбу с утечками фреонов затрудняют их бесцветность и отсутствие запаха. Поэтому нередки случаи незаметного исчезновения почти всего заряда фреона из системы.

Фреон-12 хорошо растворяет различные органические вещества. Поэтому, например, прокладки для соединений фреоновых трубопроводов, набивку сальников клапанов делают из специальных сортов маслобензостойкой резины (севанита) и паронита.

Растворимость Ф-12 в масле (и масла в нем) неограниченная, в связи с чем вязкость масла снижается. При повышении давления и снижении температуры фреона и масла их взаимная растворимость увеличивается.

Растворимость воды в Ф-12 очень мала. При 0° С она составляет всего 0,006%, а с понижением температуры еще уменьшается (например, при —20° С уменьшается до 0,003%).

Присутствие влаги в системе, помимо ее замерзания в узких проходных сечениях, вызывающего нарушение работы машины и коррозии, приводит к быстрому износу трущихся частей машины, а также обмеднению стальных поверхностей, что особенно опасно для шеек вала и клапанов. Поэтому содержание влаги в поставляемом заводами Ф-12 и маслах для фреоновых машин строго

ограничивается техническими условиями: не более 20 частей на миллион частей фреона или масла.

Плотность Ф-12 в пять-шесть раз больше плотности аммиака, поэтому для уменьшения гидравлических сопротивлений снижают допустимые скорости фреона в трубопроводах и клапанах, для чего увеличивают проходные сечения. Диаметры трубопроводов машин, работающих на Ф-12, примерно в два раза больше диаметров трубопроводов аммиачных машин той же холодопроизводительности.

В отличие от аммиачных фреоновые (на Ф-12) компрессоры не нуждаются в водяном охлаждении, так как температура паров Ф-12 в конце сжатия обычно не превышает 60—70° С.

Стоимость Ф-12, как и других фреонов, высокая (1 кг Ф-12 стоит 1 руб. 80 коп.). В связи с этим особенно необходимо предотвращать утечки фреона из системы.

Фреон-22. Этот хладагент сочетает в себе положительные качества аммиака и Ф-12. Его удельная объемная холодопроизводительность приблизительно такая же, а при температурах кипения ниже —60° С больше, чем у аммиака. Температуры в конце сжатия заметно ниже, чем у аммиака, хотя и выше, чем у Ф-12. Кроме того, значительно более низкая температура замерзания Ф-22 позволяет использовать его в области температур кипения —(65÷÷90)° С, когда применение аммиака уже невозможно.

Физические и физиологические свойства Ф-22 близки к свойствам Ф-12. Это также бесцветный газ, не горит, взрывобезопасен, несколько более ядовит по сравнению с Ф-12 (4-й класс вредности вместо 5-го).

Фреон-22 лучше растворяет воду, чем Ф-12 (растворимость при 0° С и —20° С составляет соответственно 0,048 и 0,024% по массе). В масле он растворяется ограниченно: при высоких температурах растворимость хорошая, при обычных температурах кипения в испарителе масло выделяется из Ф-22, при этом образуется вязкий слой масла, плавающий на поверхности фреона, так как последний тяжелее масла. Удачное сочетание во фреоне-22 безопасности и безвредности с высокими термодинамическими качествами, по-видимому, позволит в будущем полностью заменить им аммиак и Ф-12. Использование Ф-22 вместо Ф-12, при прочих равных условиях, позволяет увеличить холодопроизводительность машины примерно на 60%. Удельный расход энергии при этом уменьшается приблизительно на 6%, вследствие меньшей величины дроссельных потерь в компрессоре (в основном в клапанах). Теплообменные аппараты в этом случае получаются более компактными в связи с лучшей теплоотдачей при кипении и конденсации Ф-22, которая на 20—25% выше, чем теплоотдача Ф-12. Уменьшение требуемой поверхности теплообмена ребристых испарителей и конденсаторов (воздушных) составляет 6—8%, а у аппаратов с жидкими теплоносителями (например, рассольный испаритель) 10—15%.

Однако стоимость Ф-22 (2 руб. за 1 кг) пока еще более высокая, чем стоимость Ф-12. Работа по синтезированию новых веществ, видимо, позволит в будущем получить хладагенты со всеми нуж-

ными свойствами. Так, в последнее время за границей в холодильных машинах применяют новый хладагент фреон-502 (азеотропная, т. е. не разделяемая обычными физическими методами смесь, состоящая из 48,8% Ф-22 и 51,2% Ф-115). Он сочетает в себе лучшие качества Ф-22 и Ф-12, его нормальная температура кипения составляет —45,6° С, удельная объемная холодопроизводительность больше, а температура в конце сжатия меньше, чем у Ф-22. Фреон-502 так же нетоксичен, как и Ф-12. Он может быть использован в серийных машинах, предназначенных для работы на аммиаке и Ф-22. В последнее время получают применение и неазеотропные (разделяемые путем последовательной конденсации т. п.) смеси фреонов, позволяющие повысить экономичность холодильных машин, получить переменные температуры кипения и т. п. (работы

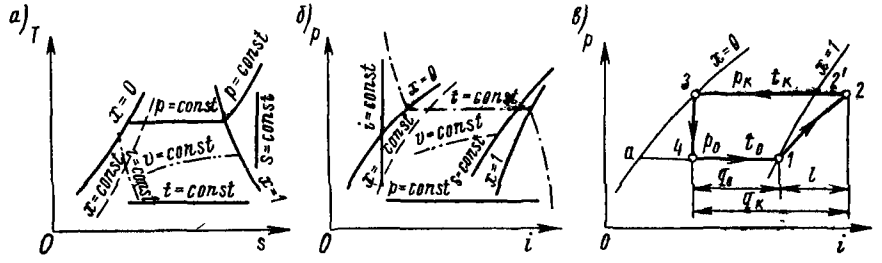


Рис. 163. Структура диаграмм *sT* и *ip*, основные линии термодинамических процессов в них и цикл парокомпрессорной машины.

ОТИХП, ОТИ, проводимые под руководством проф. В. Ф. Чайковского, и др.).

Для небольших турбокомпрессорных холодильных машин, которые могут широко применяться на судах, наиболее подходящими, как отмечалось выше, являются хладагенты с малой объемной холодопроизводительностью (Ф-11, Ф-113, Ф-21 и др.), что объясняется необходимостью увеличения сечений проточной части и снижения внутренних потерь (на трение, вентиляцию и т. п.), иначе турбомашина получается малоэкономичной. Например, турбокомпрессор на аммиаке экономично работает только при холодопроизводительности установки 1700 кВт и выше, а для Ф-11 и Ф-113 эта наименьшая холодопроизводительность одного агрегата составляет соответственно 290 и 115 кВт. Для больших турбокомпрессоров наиболее подходят хладагенты с большой объемной холодопроизводительностью (NH_3, Ф-12, Ф-22 и др.).

Для судовых поршневых холодильных машин лучше всего применять Ф-22, Ф-12 и аммиак. Несмотря на вредность и взрывоопасность аммиака, 20—30% новых рефрижераторных судов в мире оснащаются аммиачными холодильными установками. Объясняется это, по-видимому, высокой эффективностью и относительной простотой обслуживания таких установок (простота узлов уплотнений, практическое отсутствие утечек и т. п.), а также небольшой стоимостью аммиака.

Основные термодинамические свойства холодильных агентов приведены в таблицах и диаграммах sT и ip, с помощью которых рассчитывают и строят циклы парокомпрессорных машин. Для более отчетливого изображения процессов в диаграмме ip для оси давлений применена не равномерная, а логарифмическая шкала $\lg p$.

Структура диаграмм и основные линии термодинамических процессов в них представлены на рис. 163, *а*, *б*, а теоретический цикл холодильной машины в координатах ip — на рис. 163, *в* (цикл парокомпрессорной машины в диаграмме sT показан на рис. 162, *б*).

Для цикла парокомпрессорной машины в координатах sT удельная холодопроизводительность q_0, затраченная работа l и отданное в конденсаторе тепло $q_к$ представлялись соответствующими площадями. В диаграмме ip они измеряются горизонтальными отрезками, показанными на рис. 163, *в*.

§ 60
Анализ процессов и циклов парокомпрессорной холодильной мвшины

ВНЕШНЯЯ И ВНУТРЕННЯЯ НЕОБРАТИМОСТИ В ЦИКЛЕ. ВЛИЯНИЕ РЕГУЛИРУЮЩЕГО КЛАПАНА

Наивыгоднейшим обратимым циклом для холодильных машин, как отмечалось выше, является обратный цикл Карно. Этот цикл в области насыщенного пара показан на рис. 164 (круговой процесс *1′—2′—3′—4′—1′*). Для его осуществления необходимо, в частности, чтобы подвод тепла в цикле происходил при температуре t'_0 кипения хладагента, равной температуре $t_{охл}$ охлаждаемого объекта, а отвод — при температуре $t'_к$ конденсации хладагента, равной температуре $t_{ср}$ окружающей среды — верхнего источника тепла.

Однако соблюдение этих условий невозможно и нецелесообразно, так как потребовались бы конденсаторы и испарители с бесконечно большими поверхностями теплообмена. Реальные процессы теплопередачи происходят при конечных разностях температур $(t_{охл} - t_0)$ и $(t_к - t_{ср})$, машина работает по необратимому циклу *1—2—3—4″—1* (см. замечания на этот счет в конце § 54 — по степени термодинамического совершенства обратных циклов). Потери в таком необратимом цикле из-за внешней необратимости, вызванной конечными разностями температур, представляются вертикально заштрихованными площадками *4″—4′—1′—1—4″* и *2′—2—3—3′—2′*. Значит, в необратимом цикле удельная холодопроизводительность q_0 уменьшится на величину, эквивалентную пл. *4″—4′—1′—1—4″*, а затрачиваемая работа возрастет на величину, эквивалентную сумме указанных двух площадок.

Внешняя необратимость еще больше увеличивается в случае сжатия в компрессоре сухих паров, когда в конденсатор поступают перегретые пары (см. рис. 162, *б*).

Помимо внешней необратимости циклу парокомпрессорной машины присуща и внутренняя необратимость вследствие дросселирования холодильного агента в регулирующем клапане (здесь не рассматривается необратимость процесса сжатия хладагента в компрессоре).

Цикл *1—2—3—4″—1* (рис. 164) мог бы быть осуществим в случае адиабатического расширения жидкого хладагента в расширительном цилиндре (детандере) от $p_к$ до p_0 по линии *3—4″*. Для этого цикла удельная массовая холодопроизводительность измеряется площадкой *b—4″—1—db* ($q_0 = i_1 - i_{4''}$), а затрачиваемая работа (работа компрессора за вычетом положительной работы расширительного цилиндра, как это было, например, в цикле воздушной машины) пл. *1—2—3—4″—1* = пл. *1—2—3—a—1* — пл. *3—4″—a—3* [$l = (i_2 - i_1) - (i_3 - i_{4''})$].

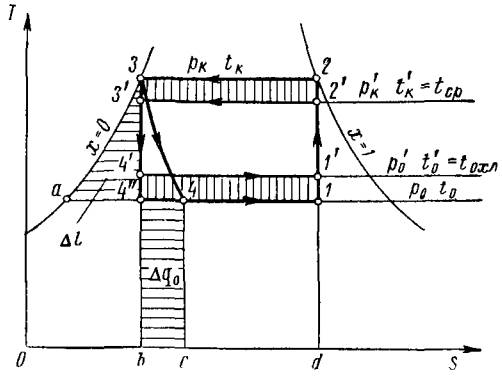


Рис. 164. К оценке внешней и внутренней (от дросселирования) необратимостей в цикле ПКХМ.

Процесс дросселирования жидкости в реальной машине идет по линии *3—4* постоянной энтальпии, что приводит к уменьшению холодопроизводительности на величину Δq_0 и увеличению затрачиваемой работы на Δl, причем $\Delta l = \Delta q_0$ (в § 58 было показано равенство горизонтально заштрихованных на рис. 164 площадок *b—4″—4—cb* и *3—4″—a—3*).

Как известно, в процессе дросселирования полезной работы расширения рабочим телом не производится. Та работа, которую мог бы совершить хладагент в случае адиабатического расширения в детандере, при дросселировании усваивается хладагентом в виде тепла и идет на дополнительное (по сравнению с адиабатическим расширением) парообразование. Поэтому в испаритель поступает парожидкостная смесь с большей степенью сухости (точка *4* в сравнении с точкой *4″*).

Однако, если в воздушных холодильных машинах работа детандера близка к работе, затрачиваемой на компрессор (см. рис. 156, *б*), то в парокомпрессорных машинах даже теоретическая, без потерь, работа детандера относительно невелика.

Дроссельные потери (увеличение затрачиваемой работы, уменьшение холодопроизводительности) тем меньше, чем меньше теплоемкость жидкости (круче нижняя, левая, пограничная кривая $x=0$) и меньше интервал температур кипения и конденсации. Так, для теоретического цикла фреоновой (Ф-12) машины в области влажного пара (как показано на рис. 164), совершаемого в ин-

тервале температур кипения $t_0 = -30°$ С и конденсации $t_к = +30°$ С, работа детандера составляет приблизительно 20% работы компрессора, уменьшение удельной холодопроизводительности — около 6%. В действительности полезная работа детандера из-за ряда потерь будет весьма незначительна, и процесс расширения в нем окажется очень близким к процессу дросселирования.

Применение детандера в парокомпрессорной машине сопряжено со значительными конструктивными трудностями из-за малых размеров рабочего цилиндра и сложностью устройства специального золотникового или клапанного механизма для отсечки впуска жидкости, выпуска парожидкостной смеси и т. п. Поэтому, учитывая, что действительный проигрыш в экономичности работы машины получается сравнительно небольшим, вместо детандера используют дроссельный (регулирующий) клапан. Это коренным образом упростило холодильную машину, что и способствовало ее быстрому распространению в промышленности и на судах.

Итак, в цикле парокомпрессорной машины с регулирующим клапаном: удельная холодопроизводительность $q_0 = i_1 - i_4$ кДж/кг (пл. *c—4—1—dc*); затрачиваемая работа $l = i_2 - i_1$ кДж/кг (пл. *1—2—3—a—1*); *тепло, отданное в конденсаторе*, $q_к = i_2 - i_3$ кДж/кг (пл. *b—3—2—db*).

ПЕРЕОХЛАЖДЕНИЕ ЖИДКОГО ХЛАДАГЕНТА. ВЛАЖНЫЙ И СУХОЙ ХОД КОМПРЕССОРА

Потеря холодопроизводительности машины в результате замены детандера регулирующим клапаном в той или иной степени может быть компенсирована переохлаждением жидкого хладагента после его конденсации (рис. 165). Цикл машины с переохлаждением жидкости представлен замкнутым контуром *1—2—3′—3—4—1*, цикл без переохлаждения — контуром *1—2—3′—4′—1*. Процесс переохлаждения *3′—3* происходит при постоянном давлении $p_к$.

Вследствие переохлаждения жидкого холодильного агента после конденсации, перед регулирующим клапаном, до температуры $t_и < t_к$ энтальпия $i_4 = i_3$ парожидкостной смеси, поступающей в испаритель, оказывается меньше, чем $i_4' = i_3'$. Поэтому каждый килограмм хладагента, испаряясь до состояния, характеризуемого точкой *1*, отнимает больше тепла от охлаждаемого объекта на величину $\Delta q_0 = i_4' - i_4$, составляющую прирост удельной холодопроизводительности.

Затрачиваемая на компрессор работа остается неизменной $l = i_2 - i_1$, эквивалентной той же площадке *1—2—3′—a—1*, что и в цикле без переохлаждения, так как состояние пара на входе в компрессор и выходе из него не изменяется.

Таким образом, холодильный коэффициент в цикле с переохлаждением жидкости возрастает $\left(\varepsilon = \frac{q_0}{l} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} > \varepsilon' = \frac{q_0'}{l} =\right.$

$= \frac{i_1 - i_{4'}}{i_2 - i_1}\Big)$. Нагрузка конденсатора (вместе с переохладителем) повышается на величину Δq_0, т. е. $q_к = q'_к + \Delta q_0 = (i_2 - i_{3'}) + (i_3' - i_3) = i_2 - i_3 = i_2 - i_4$.

Переохлаждение жидкого хладагента возможно потому, что поступающая в конденсатор забортная вода имеет более низкую температуру $t_{з.в}$, чем температура конденсации $t_к$. Однако в самом конденсаторе, даже работающем по схеме противотока, существенного переохлаждения получить не удается, так как в нем находится хладагент в жидкой и паровой фазах одновременно. Обычно переохлаждение в конденсаторе составляет 1—2° С при $t_к - t_{з.в} =$

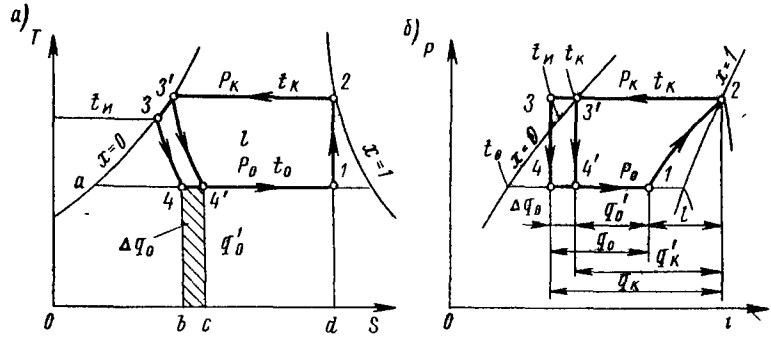


Рис. 165 Влияние переохлаждения жидкого хладагента в цикле ПКХМ: *а* — в диаграмме *sT*; *б* — в диаграмме *ip*.

$= 5 \div 6°$ С. Однако, если перепад температур $t_к - t_{з.в}$ в конденсаторе поддерживается равным 10—12° С и в конденсаторе большой столб жидкого хладагента (затопленный конденсатор), можно добиться переохлаждения жидкого хладагента в нем до величины $t_к - t_и = 5 \div 6°$ С. Конструкция конденсатора в этом случае должна быть такой, чтобы в его нижней части, где скапливается жидкий хладагент, располагались трубки с протекающей в них забортной водой.

Значительное переохлаждение, почти до температуры входящей охлаждающей (забортной) воды, возможно в противоточном переохладителе, устанавливаемом после конденсатора (по направлению движения хладагента), в котором жидкий хладагент движется полным сечением, т. е. отсутствует его паровая фаза.

Для рассмотренного выше случая работы парокомпрессорной фреоновой (Ф-12) холодильной машины в области насыщения при температурах конденсации $t_к = +30°$ С и кипения $t_0 = -30°$ С потеря холодопроизводительности при замене детандера регулирующим клапаном (примерно 6%) может быть полностью компенсирована переохлаждением водой приблизительно до $t_и = 22°$ С. Однако практически это сделать не удается. Целесообразнее было бы путем увеличения поверхности теплообмена конденсатора и

расхода охлаждающей воды при той же ее температуре на входе добиться понижения температуры конденсации до $t'_к \approx t_и$. В этом случае наряду с увеличением холодопроизводительности была бы уменьшена работа компрессора за счет снижения давления конденсации до $p'_к$, соответствующего температуре $t'_к \approx t_и$. Однако для этого потребуются очень большие поверхность конденсатора и расход воды.

Выше (рис. 164 и 165) рассматривался такой цикл парокомпрессорной машины, когда компрессор всасывает влажный пар, а в конце сжатия получается сухой насыщенный (или влажный, но не перегретый) пар. Это так называемая работа холодильной машины с влажным ходом компрессора.

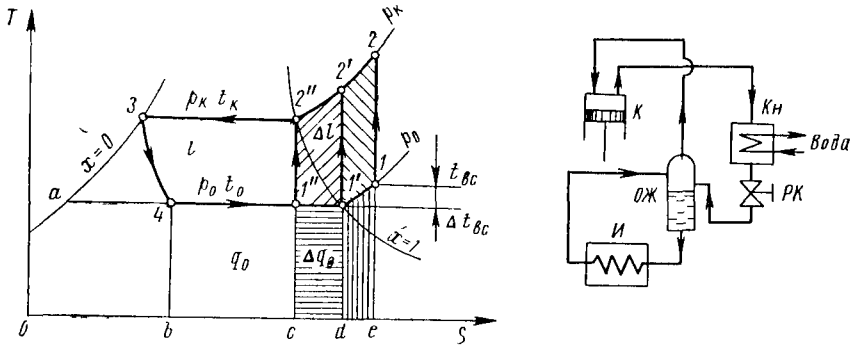


Рис 166. Цикл парокомпрессорной машины при влажном и сухом ходе компрессора и схема включения отделителя жидкости (ОЖ).

В том случае, когда компрессор всасывает сухой или слегка перегретый пар (состояние в точках *1'* или *1* на рис. 166), который после сжатия становится сильно перегретым (точки *2'* и *2*), холодильная машина работает сухим ходом компрессора.

Рассмотрим, какая работа холодильной машины выгоднее: влажным или сухим ходом.

На диаграмме (рис. 166) процесс $1''—2''$ — это сжатие при влажном ходе компрессора, процесс $1'—2'$ (будем рассматривать именно этот процесс) — сжатие при сухом ходе. Переход от влажного хода к сухому сопряжен с увеличением холодопроизводительности на величину Δq_0, эквивалентную пл. $c—1''—1'—dc$, и затрачиваемой работы на величину Δl, эквивалентную пл. $1''—2''—2'—1'—1''$.

Сухой ход теоретически будет более выгодным, чем влажный, в том случае, если величина отношения $\Delta q_0/\Delta l$ окажется больше отношения $\frac{q_0}{l} = \frac{\text{пл. } b—4—1''—cb}{\text{пл. } 1''—2''—3—a—1''}$. Это возможно для хладагентов с пологой нижней пограничной кривой, например, для углекислоты. Переход фреоновой (Ф-12) машины с влажного на сухой ход приводит к некоторому незначительному уменьшению теоре-

тического холодильного коэффициента (при $t_0 = -30°$ С и $t_к = +30°$ С приблизительно на 2%).

Основное преимущество работы машины сухим ходом — высокое значение (выше, чем при работе влажным ходом) действительного холодильного коэффициента и более благоприятные, безопасные условия работы компрессора. Объясняется это тем, что при влажном ходе после сжатия в компрессоре, во вредном пространстве, остаются влажные пары. При обратном ходе поршня за счет понижения давления и интенсивной теплоотдачи от стенок цилиндра и поршня происходит доиспарение частиц жидкого хладагента и, следовательно, значительное расширение оставшихся во вредном пространстве паров. Поэтому объем свежих паров, засасываемых в цилиндр компрессора из испарителя, существенно уменьшается. Кроме того, при всасывании компрессором влажных паров происходит их значительное расширение (с доиспарением) за счет интенсивного теплоподвода от стенок цилиндра, поршня, клапанов. В случае сухого хода доиспарения при обратном ходе поршня и при всасывании свежих паров нет, а теплоотдача от стенок к сухим и даже перегретым при этом парам слабее, поэтому они меньше расширяются. Объем всасываемых свежих (холодных) паров, т. е. подача компрессора, увеличивается.

Более благоприятные и безопасные условия работы компрессора при сухом ходе объясняются тем, что в цилиндр не попадает жидкий хладагент; следовательно, предотвращается поломка клапанов, гидравлические удары и т. д.

Во многих машинах пары хладагента всасываются компрессором не непосредственно из испарителя, а через отделитель жидкости *ОЖ* (см. схему на рис. 166 справа), обеспечивающий всасывание сухих паров. Кроме того, при использовании отделителя жидкости в испаритель поступает только жидкий хладагент (пары, образовавшиеся при дросселировании, сразу отсасываются компрессором), что повышает эффективность работы испарителя и несколько снижает мощность компрессора, так как последний не просасывает образовавшиеся при дросселировании пары через испаритель.

Для обеспечения подпора жидкости, идущей в испаритель, отделитель жидкости нужно располагать на достаточной высоте. Из-за трудности выполнения этого условия и сложности эксплуатации при качке отделители жидкости в судовых машинах не применяются, а сухой ход компрессора обеспечивается соответствующей регулировкой подачи жидкости в испаритель.

На практике экономически выгоднее и благоприятнее для работы компрессора, чтобы он всасывал из испарителя слегка перегретые пары. Этот перегрев $\Delta t_{вс} = t_{вс} - t_0$ для аммиачных машин составляет 3—7° С, а для машин, работающих на Ф-12,— от 10 до 15° С. Меньший допустимый перегрев паров в аммиачных машинах объясняется высокой температурой паров в конце сжатия.

В теоретическом цикле дополнительный перегрев паров непосредственно в испарителе связан с ростом холодопроизводитель-

ности на величину, эквивалентную вертикально заштрихованной площадке *d—1′—1—ed*, и работы на величину, эквивалентную площадке *1′—2′—2—1—1′*.

Если пары дополнительно перегреваются не в испарителе, а во всасывающем трубопроводе, плохо изолированном и имеющем большую протяженность, то это вызывает увеличение затрачиваемой работы (пл. *1′—2′—2—1—1′*) без роста холодопроизводительности (пл. *d—1′—1—ed* в этом случае не входит в площадь, представляющую q_0). Холодильный коэффициент уменьшается. Поэтому такой перегрев паров нежелателен, его нужно снижать всеми мерами — сокращением длины всасывающих трубопроводов и улучшением их изоляции.

РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ЦИКЛ ПАРОКОМПРЕССОРНОЙ МАШИНЫ

Чтобы не только предохранить компрессор от влажного хода, но и сократить необратимые потери от дросселирования путем снижения температуры жидкого хладагента перед регулирующим клапаном ниже температуры охлаждающей конденсатор воды, осуществляют регенерацию тепла (рис. 167).

Цикл машины без регенерации тепла представлен контуром *6—2′—m—3—5′—6*. В нем осуществляется некоторое, малое, переохлаждение жидкого хладагента водой (процесс *m—3*). Из испарителя выходит влажный пар со степенью сухости $x_2=0{,}8\div0{,}9$, что интенсифицирует теплообмен в испарителе. Холодопроизводительность этого цикла $q_0=i_6-i_5'\equiv$ пл. *c—5′—6—dc*, а затрачиваемая работа $l=i_2'-i_6\equiv$ пл. *6—2′—e—ma—6*.

В регенеративном цикле (*1—2—em—4—5—6—n—1*) происходит доиспарение и дополнительный перегрев паров хладагента в теплообменнике *ТО* (процесс *6—n—1*) за счет тепла жидкого холодильного агента. При этом жидкость дополнительно переохлаждается (процесс *3—4*) до температуры значительно ниже температуры охлаждающей воды. Снижение температуры жидкости в теплообменнике всегда меньше, чем повышение в нем температуры паров, так как теплоемкость паров меньше теплоемкости жидкого хладагента. Поэтому жидкость не может быть охлаждена до температуры паров, выходящих из испарителя.

В результате переохлаждения в регенеративном цикле увеличивается холодопроизводительность на $\Delta q_0=i_5'-i_5\equiv$ пл. *b—5—5′—cb*, а вследствие дополнительного перегрева паров возрастает работа на $\Delta l=(i_2-i_1)-(i_2'-i_6)\equiv$ пл. *6—2′—2—1—n—6*.

Холодильный коэффициент $\varepsilon_р$ машины с регенерацией

$$\varepsilon_р=\frac{q_0+\Delta q_0}{l+\Delta l}=\frac{q_0}{l}\cdot\frac{1+\dfrac{\Delta q_0}{q_0}}{1+\dfrac{\Delta l}{l}}=\varepsilon\frac{1+\dfrac{\Delta q_0}{q_0}}{1+\dfrac{\Delta l}{l}},\qquad\text{(XIII.9)}$$

где $\varepsilon=q_0/l$ — холодильный коэффициент цикла без регенерации.

Регенерация целесообразна в том случае, когда она приводит к повышению экономичности работы машины, т. е. когда $\varepsilon_р > \varepsilon$. Это будет при $\frac{\Delta q_0}{q_0} > \frac{\Delta l}{l}$, т. е. если относительный прирост холодопроизводительности превышает относительное увеличение работы. Как видно из неравенства, целесообразность регенерации зависит от термодинамических свойств хладагента и температур кипения t_0 и конденсации $t_к$. При сравнительно низких температурах кипения (за пределами одноступенчатого сжатия) регенерация целесообразна для большинства хладагентов. Для одноступенчатых машин она не всегда целесообразна. Например, в аммиачных

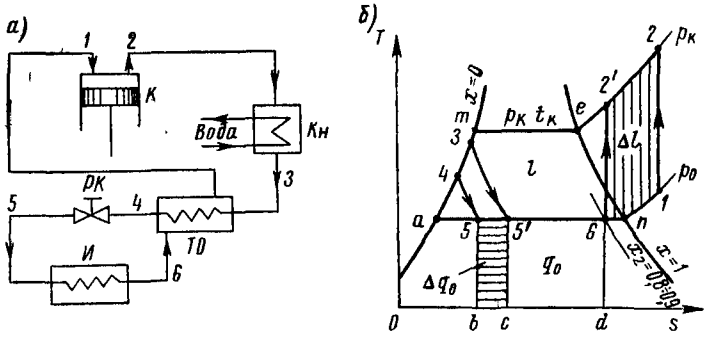


Рис. 167. Схема (*а*) и цикл (*б*) работы парокомпрессорной машины с регенеративным теплообменником (ТО).

машинах регенерация вызывает уменьшение, а во фреоновых (Ф-12) и углекислотных повышение холодильного коэффициента. Поэтому все машины, работающие на Ф-12, выпускаются с регенеративными теплообменниками. Для Ф-22 применение регенерации практически не изменяет холодильный коэффициент.

Необходимо иметь в виду, что регенеративный теплообменник (РТО) улучшает условия осуществления и действительного цикла (процессы в компрессоре и др.).

Применение теплообменника полезно и потому, что в нем, помимо перегревания отходящих из испарителя паров, происходит выкипание фреона из идущей вместе с парами из испарителя остаточной жидкости (масло-фреонового раствора), а масло в компрессор возвращается с минимальным содержанием фреона. Вследствие этого происходит полезное переохлаждение жидкого хладагента. Если бы такое выкипание происходило не в теплообменнике, а в картере компрессора, то это бы привело к ухудшению эффективности работы (уменьшению коэффициента подачи компрессора).

В холодильных машинах с герметичным компрессором и капиллярной трубкой применение РТО позволяет избежать влажного хода компрессора при колебаниях тепловой нагрузки на испаритель.

§ 61
Поршневые компрессоры

Компрессор — основной и наиболее сложный агрегат паровой компрессорной холодильной машины. Он предназначен для постоянного отсасывания пара, образующегося в испарителе при кипении хладагента, сжатия и нагнетания его в конденсатор.

Холодильные компрессоры, предназначенные для работы в широком диапазоне давлений всасывания и нагнетания, считаются универсальными. Это компрессоры одноступенчатых холодильных машин.

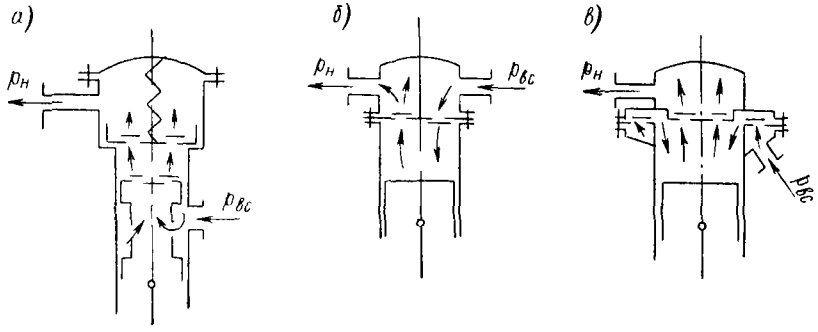


Рис. 168. Схемы работы поршневых холодильных компрессоров: *а* — прямоточного; *б* — непрямоточного с всасывающими и нагнетательными клапанами в одной доске; *в* — непрямоточного с периферийным расположением всасывающих клапанов

В судовых установках кондиционирования воздуха чаще всего применяются поршневые компрессоры, а иногда, при очень большой холодопроизводительности,— центробежные. Кроме того, в судовой холодильной технике иногда используются ротационные, а в последнее время и винтовые компрессоры.

Ниже, в этом и следующем параграфах, рассматривается принципиальное устройство холодильных поршневых, ротационных, винтовых и турбокомпрессоров (более подробные сведения о холодильных компрессорах приводятся в работах [25, 27, 49, 60, 94, 111, 124, 142, 147 и др.].

Обычно судовые поршневые холодильные компрессоры выполняются многоцилиндровыми с линейным и угловым расположением цилиндров: одно-, двух-, трех- и четырехрядными, бескрейцкопфными (одинарного действия), блок-картерными (одна отливка блока цилиндров и картера) или картерными с непосредственным приводом от электродвигателя через муфту или с электроприводом посредством ременной передачи. Они бывают прямоточными или непрямоточными (рис. 168), причем в последнее время применяются в основном непрямоточные холодильные компрессоры с периферийным расположением всасывающих клапанов (рис.

168, *в*), что отражает современные тенденции в развитии холодильного компрессоростроения. Непрямоточные компрессоры с периферийным расположением всасывающих клапанов выгодно отличаются от компрессоров первых двух типов увеличенным проходным сечением клапанов и, следовательно, малыми дроссельными потерями в них, меньшей массой поршня и малыми потерями мощности на трение в цилиндро-поршневой группе, меньшим ходом поршня и повышенной частотой вращения.

По степени герметичности поршневые холодильные компрессоры подразделяются на герметичные со встроенным электродвигателем в общем с компрессором герметичном кожухе, бессальниковые со встроенным электродвигателем, но с разъемным кожухом и сальниковые (открытые). При этом наблюдается тенденция к созданию герметичных компрессоров не только малой, но средней и большой холодопроизводительности. Объем герметичных компрессоров примерно вдвое, а масса на 25—40% меньше, чем открытых, что достигается в основном устранением корпуса электродвигателя, сальника и соединительной муфты.

Благодаря герметичности, применению подшипников скольжения и снабжению корпуса специальной звукоизоляцией значительно снижается уровень шума во время работы компрессора. Это наряду с повышением надежности вследствие исключения сальника и т. д. является важным, а иногда и решающим преимуществом герметичных компрессоров, применяемых, в частности, в судовых автономных кондиционерах.

Устройство ряда герметичных компрессоров типа ФГП (фреоновых герметичных для плюсовых температур кипения), разработанных судостроительной промышленностью [77] и предназначенных для кондиционеров типа «Нептун» и других автономных кондиционеров, показано на рис. 169, а их технические характеристики приведены в прилож. X.

Различная холодопроизводительность ряда унифицированных компрессоров типа ФГП при постоянной синхронной частоте вращения 1500 об/мин получена за счет изменения числа и диаметра цилиндров и хода поршня. Унификация компрессоров проведена по шатунно-поршневым группам (поршень, палец, шатун) и газораспределительным устройствам (всасывающие и нагнетательные клапаны, клапанные доски, головки цилиндров). Корпус компрессора (рис. 169) стальной (сталь 20), а его блок-картер представляет собой отливку из алюминиево-магниевого сплава АЛ28 (45Мг2), включающую в себя цилиндры, верхний подшипник и посадочные места под статор электродвигателя в нижний подшипник.

Эксцентриковый вал, изготовленный из стали 18Х2Н4ВА и цементированный, закаленный, имеет две коренные и одну шатунную шейки. Верхняя шейка переходит в консольную часть, на которую насажен ротор электродвигателя. Вал имеет специальные сверления, по которым при вращении под действием центробежной силы масло подается к шейкам вала, имеющим канавки для

смазки. Для обеспечения уравновешивания на торцы шатунной шейки вала устанавливают два противовеса.

Поршень, изготовленный из стали 45, по цилиндрической поверхности хромирован (для повышения износостойкости). Он соединяется с простым (в одно- и двухцилиндровых компрессорах) или с вильчатым (в четырехцилиндровых компрессорах) шатуном, изготовленным из стали 45, при помощи пальца, который запрессовывается в верхнюю головку шатуна, а в бобышки поршня входит с зазором.

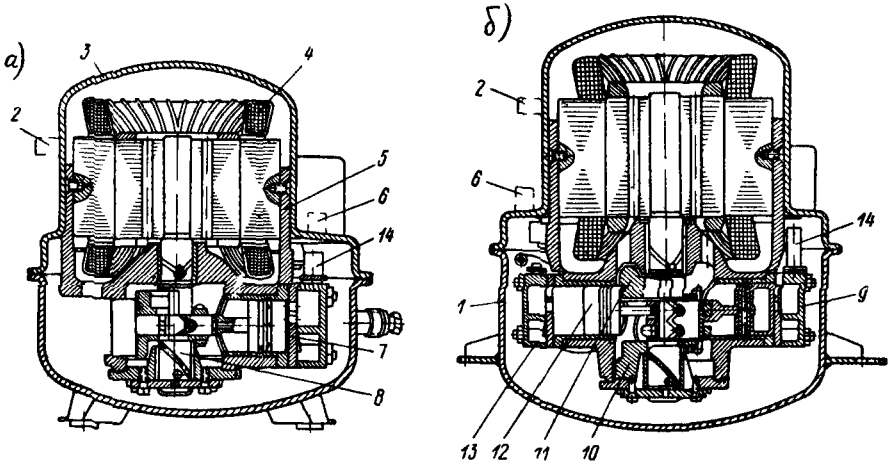


Рис. 169. Устройство фреоновых (Ф-22) герметичных поршневых компрессоров ФГП-2,2 (*а*) и ФГП-14 (*б*).

1 — крышка нижняя; *2* — всасывающий патрубок компрессора; *3* — крышка верхняя; *4* — электродвигатель; *5* — блок-картер; *6* — нагнетательный патрубок компрессора; *7* — клапанная доска; *8* — эксцентриковый вал; *9* — правая головка; *10* — нижний противовес; *11* — верхний противовес; *12* — поршень с шатуном; *13* — левая головка; *14* — трубка всасывания паров фреона.

Клапанная группа состоит из клапанной доски, которая имеет всасывающие и нагнетательные отверстия с кольцевыми седлами для всасывающего и нагнетательного клапанов пластинчатого типа.

Головка цилиндра компрессора изготовляется из легкого сплава, имеет фигурную перемычку, отделяющую всасывающую полость от нагнетательной. Со стороны нагнетательной полости имеется резьбовое отверстие для навешивания ресивера. Для снижения шума от пульсации хладагента на всасывании и нагнетании в компрессоре установлены глушители.

Герметичный корпус компрессора состоит из двух частей — верхней и нижней. Обе части выполняются штампованными из листовой стали. Блок-картер компрессора плотно вставляют в герметичный корпус, а так как всасывающий патрубок расположен сверху, то всасываемый в компрессор фреон проходит через электродвигатель и охлаждает его, а затем поступает во всасывающую

полость головки цилиндра. В верхней части герметичного корпуса расположена клеммная коробка. В его нижней части имеются лапы, с помощью которых компрессор устанавливают на амортизаторах пружинного типа с резиновыми демпфирующими прокладками в кондиционере.

Для двухцилиндрового компрессора принята оппозитная схема расположения цилиндров с одной эксцентриковой шейкой вала и с углом развала цилиндров 180°. Для четырехцилиндрового компрессора — крестообразная схема с одной эксцентриковой шейкой вала и углом развала цилиндров 90°. Полное уравновешивание сил инерции и максимально возможная равномерность тангенциальной диаграммы при такой схеме достигается установкой противовесов.

Устройство одного из бессальниковых компрессоров — компрессора ФВБС-6 показано на рис. 170. Это фреоновый (Ф-12) с вертикальным расположением двух цилиндров бессальниковый компрессор стандартной (при $t_к = 30°$ С, $t_и = 25°$ С, $t_0 = -15°$ С, $t_{вс} = 15°$ С) холодопроизводительностью $Q_{ос} \approx 7$ кВт (6000 ккал/ч) при $n = 1440$ об/мин. Диаметр цилиндра 67,5 мм, ход поршня 50 мм. Мощность встроенного *электродвигателя переменного тока* 4,5 кВт.

Основную особенность бессальниковых компрессоров составляет встроенный электродвигатель, благодаря чему нет надобности в сальнике — одном из наиболее уязвимых узлов компрессора. При отсутствии сальника устраняется утечка холодильного агента и масла и упрощается смазка, а также сокращается длина вала компрессора. Уменьшение габарита компрессора по длине достигается также благодаря отсутствию соединительной муфты, так как компрессор и электродвигатель имеют общий вал. Уменьшение числа подшипников и отсутствие сальника сокращают механические потери.

Всасывающие и нагнетательные клапаны непрямоточного компрессора ФВБС-6 расположены в одной клапанной доске (плите), зажатой между верхним торцом цилиндрового блока и его крышкой, в которой имеются всасывающая и нагнетательная полости. Смазка всех подвижных частей компрессора производится разбрызгиванием. Охлаждение цилиндров — воздушное, что является обычным для Ф-12 вследствие относительно низких температур этого фреона в конце сжатия.

Особенность бессальниковых и герметичных компрессоров — работа электродвигателя во всасываемых компрессором парах хладагента, которые вначале проходят через корпус, куда встроен электродвигатель, а затем поступают в цилиндровый блок.

Интенсивность охлаждения электродвигателя парами фреона зависит от режима работы (давления всасывания) и сильно падает при понижении температуры и давления кипения, когда уменьшается массовая производительность (и холодопроизводительность) компрессора и ухудшается теплоотдача в связи со снижением плотности всасываемого пара.

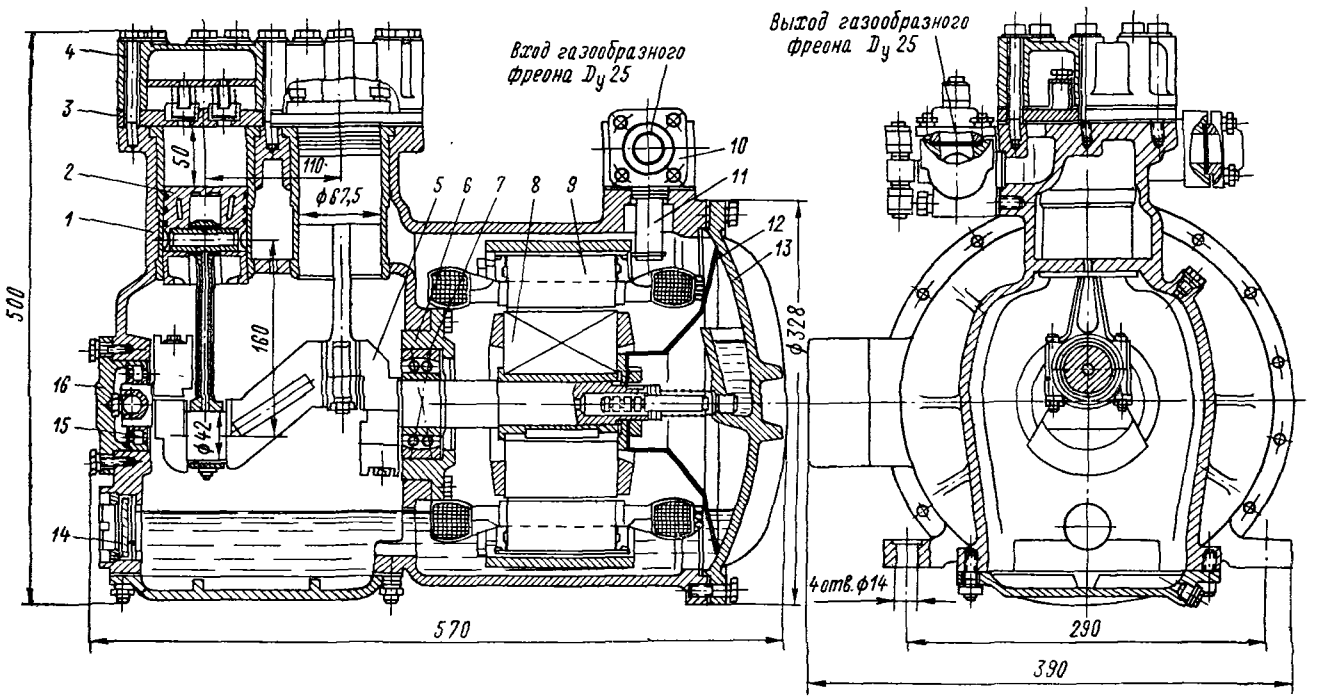


Рис. 170. Бессальниковый компрессор марки ФВБС-6.

1 — блок-картер; *2* — шатунно-поршневая группа; *3* — клапанная доска; *4* — крышка цилиндров; *5* — коленчатый вал; *6* — корпус подшипника; *7* — подшипник шариковый сферический; *8* — ротор; *9* — статор; *10* — фланец всасывающего клапана; *11* — фильтр; *12* — разбрызгиватель масла; *13* — крышка; *14* — смотровое стекло; *15* — подшипник ролнковый; *16* — крышка.

Для улучшения теплоотвода корпус электродвигателя (статора) или крышку корпуса бессальникового компрессора часто делают оребренными снаружи.

Отечественные судовые бессальниковые компрессоры серийно выпускаются на небольшую холодопроизводительность [наибольшую холодопроизводительность имеет компрессор марки ФУУБС-25, $Q_{oc}=29$ кВт (25 000 ккал/ч)]. Однако компрессоры целесообразно делать бессальниковыми и при большой холодопроизводительности. Так, в практике встречаются средние и крупные (до $Q_{oc}=$ $=350$ кВт) бессальниковые холодильные компрессоры с принудительной смазкой движущихся частей.

Судовые центральные кондиционеры обычно обслуживаются средними и крупными открытыми (сальниковыми) компрессорами. Современные компрессоры выполняются многоцилиндровыми (от 2—4 до 16 цилиндров), средне- и высокоскоростными: относительно короткоходовыми с отношением S/D — хода поршня к диаметру цилиндра 0,6—0,8 и частотой вращения 800—1750 об/мин.

Увеличение числа цилиндров и создание пространственных схем их расположения позволило решить проблему полного уравновешивания сил инерции и применить многооборотность — главное средство сокращения массы на единицу производительности.

К компрессорам судовых холодильных машин, кроме того, предъявляются требования высокой надежности работы при большом моторесурсе. Одними из важных условий обеспечения этого являются высокое качество материала и изготовления деталей компрессоров, их бесперебойная смазка при крене, дифференте и в условиях качки.

Общая тенденция в современном холодильном компрессоростроении, свойственная отечественным заводам и передовым зарубежным фирмам Шталь (Швеция), Сабро (Дания), Грассо (Голландия), Линде (ФРГ), Майекава (Япония), Холл (Англия), Йорк (США) и др.,— переход на единые, предельно унифицированные компрессоры, работающие на фреонах-12, -22, -502 и аммиаке; применение непрямоточных конструкций с периферийным расположением всасывающих клапанов и регулированием холодопроизводительности; расширение диапазона производительности путем увеличения числа цилиндров и изменения их диаметров; высокое качество изготовления, а также использование высококачественных материалов; снижение массы и габаритных размеров компрессоров за счет форсирования нагрузок и применения легких сплавов; снижение шума и вибрации, для чего применяются динамически отбалансированные валы, работающие в подшипниках скольжения; тщательная отработка системы смазки и фильтрации, применение вязких масел с различными присадками.

Рассмотрим некоторые конструкции современных судовых открытых компрессоров.

На рис. 171 и 172 показано устройство фреоновых компрессоров марок ФУ-40 и ФУУ-80, применяемых в судовых установках кондиционирования воздуха. Диаметр цилиндра 100 мм, ход

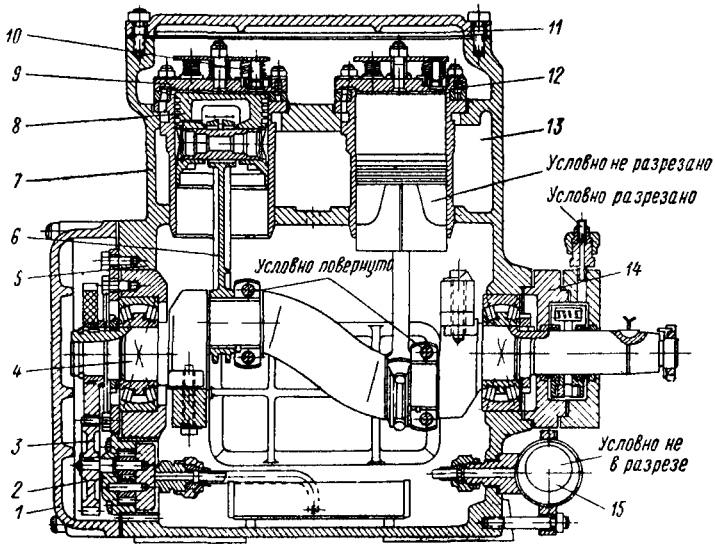


Рис. 171. Компрессор ФУ-40.

1 — боковая крышка; *2* — масляный насос; *3* — привод масляного насоса; *4* — коленчатый вал; *5* — блок-картер; *6* — шатун; *7* — цилиндровая втулка; *8* — поршень; *9* — клапанная доска; *10* — нагнетательный клапан; *11* — крышка блока цилиндров; *12* — всасывающий клапан; *13* — всасывающая полость; *14* — узел сальника компрессора; *15* — масляный фильтр.

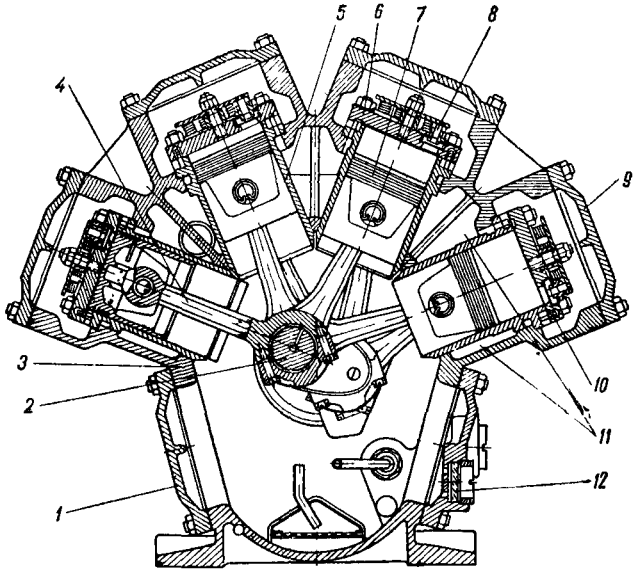


Рис. 172. Компрессор ФУУ-80.

1 — боковая крышка; *2* — коленчатый вал; *3* — блок-картер; *4* — шатун, *5* — цилиндровая втулка; *6* — клапанная доска; *7* — поршень; *8* — нагнетательный клапан; *9* — крышка блока цилиндров; *10* — всасывающий клапан; *11* — всасывающая полость; *12* — смотровое стекло.

поршня 70 мм, холодопроизводительность компрессора ФУ-40 в случае работы на Ф-12 в режиме кондиционирования воздуха $Q_0 \approx 70$ кВт (60 000 ккал/ч) при $n = 960$ об/мин и $Q_0 \approx 105$ кВт (90 000 ккал/ч) при $n = 1440$ об/мин, а холодопроизводитель-

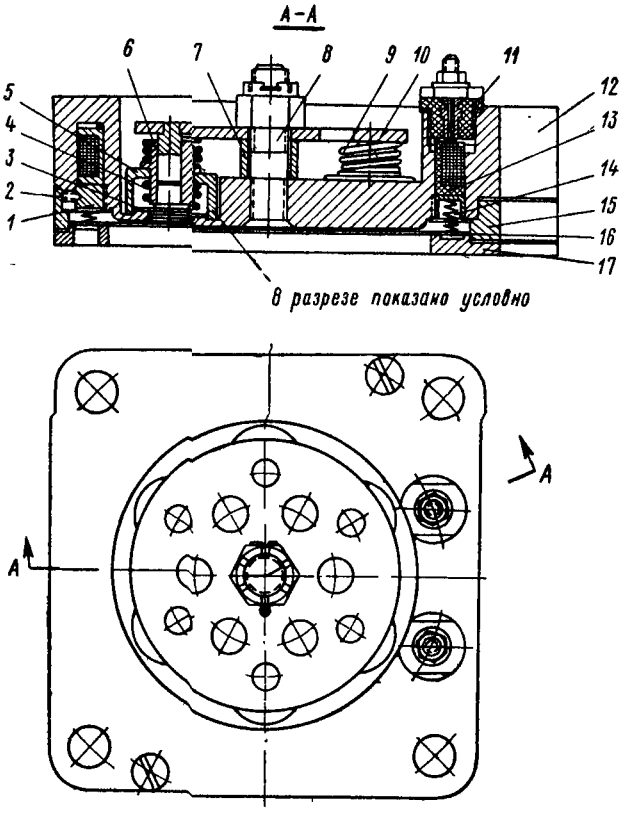


Рис. 173. Устройство электромагнитного отжима всасывающих клапанов компрессоров ФУ-40 и ФУУ-80.

1 — вкладыш; *2* — винт крепления вкладыша; *3* — пластина нагнетательного клапана; *4* — пружина нагнетательного клапана; *5* — направляющая нагнетательного клапана; *6* — втулка нагнетательного клапана; *7* — втулка упорная; *8* — шпилька; *9* — пружина; *10* — плита верхняя; *11* — втулка проходного контакта; *12* — корпус (седло нагнетательного клапана); *13* — электромагнитная катушка; *14* — пружина всасывающего клапана; *15* — насадка; *16* — пластина всасывающего клапана; *17* — седло всасывающего клапана.

ность компрессора ФУУ-80 соответственно 140 и 210 кВт (120 и 180 тыс. ккал/ч).

Эти компрессоры блок-картерные четырех- (ФУ-40) и восьмицилиндровые (ФУУ-80) с центральным расположением в клапанной плите пятачковых нагнетательных клапанов и с периферийным расположением кольцевых пластин всасывающих клапанов.

Применение для фреоновых компрессоров, как правило, всасывания только значительно перегретых паров и достаточные проходные сечения нагнетательных клапанов позволяют обойтись без устройства ложной крышки и буферных пружин, обычно применяемых в аммиачных компрессорах.

Компрессоры ФУ-40 и ФУУ-80 последнего выпуска имеют спе-

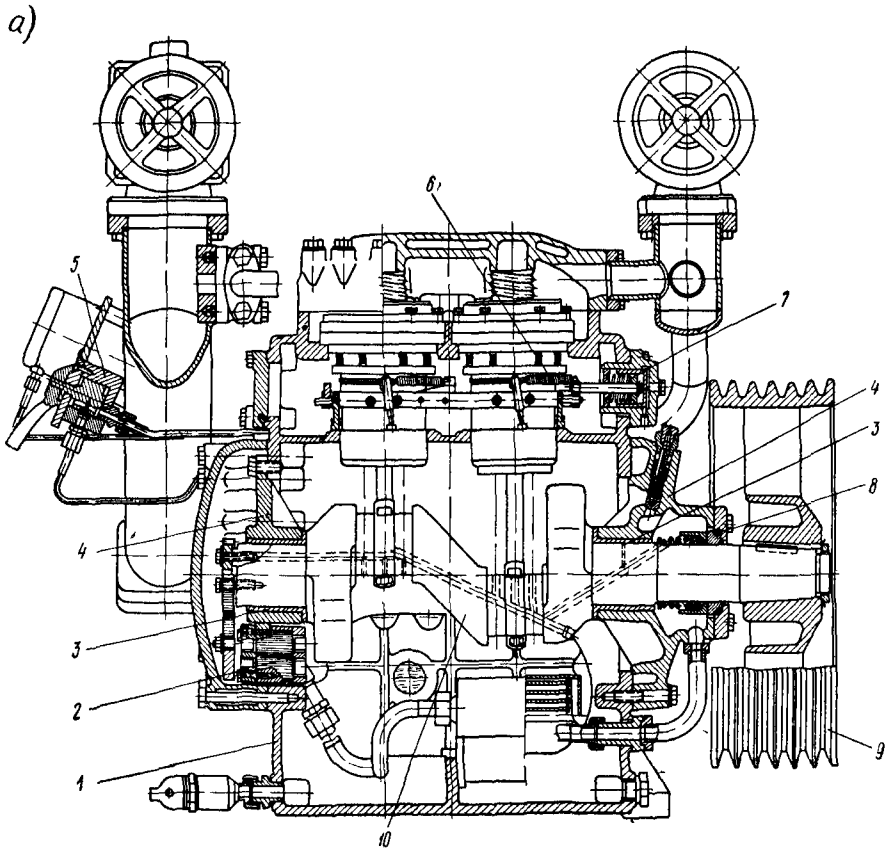


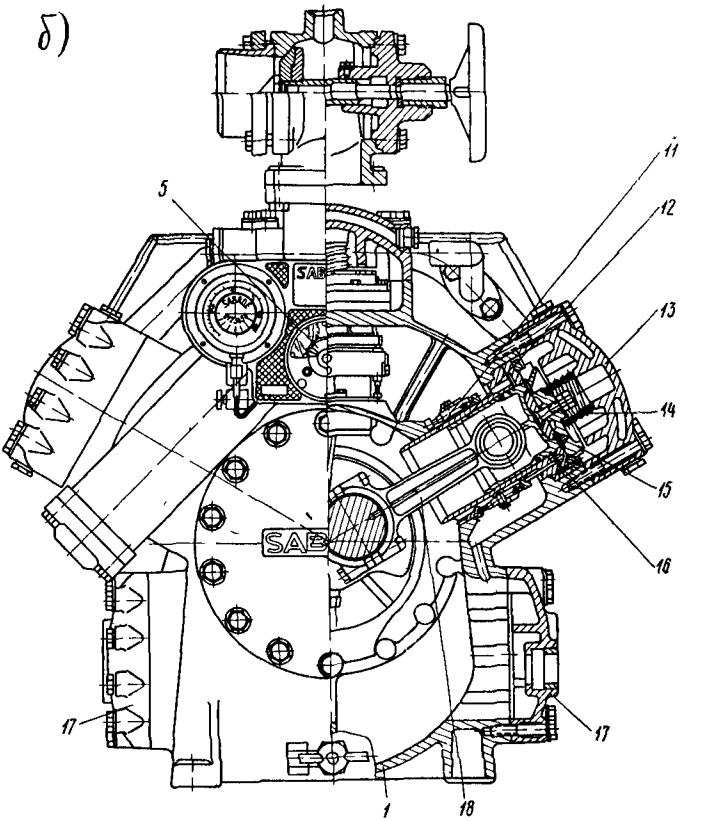
Рис. 174. Компрессор марки SMC6-100: *а* — продольный разрез; *б* — вид спереди
1 — картер; *2* — масляный насос; *3* — коренные подшипники скольжения; *4* — концевые ройство для отжима всасывающих клапанов; *7* — разгрузочный цилиндр; *8* — сальниковое *12* — поршень; *13* — крышка цилиндров; *14* — буферная пружина; *15* — корпус (розетка)

циальное устройство для электромагнитного отжима всасывающих клапанов (рис. 173), разработанное ВНИИХолодмаш. Оно позволяет как отключать полностью каждый цилиндр, так и отжимать всасывающие клапаны на части хода поршня, что обеспечивает регулирование производительности компрессора практически от 0 до 100%.

Смазка этих компрессоров — принудительная с помощью шес-

теренного насоса и разбрызгиванием (цилиндр, коренные подшипники вала).

На судах широко применяются также четырех-, шести- и восьмицилиндровые компрессоры типа SMC4 (6, 8)-100 датской фирмы Сабро, характеристики которых приведены в прилож. XI. Диаметр цилиндров 100 мм, ход поршня 80 мм.



и поперечный разрез.

опорные крышки картера; *5* — регулятор производительности; *6* — уст-устройство; *9* — шкив; *10* — коленчатый вал; *11* — цилиндровая втулка; нагнетательного клапана; *16* — всасывающий клапан; *17* — боковая крышка картера; *18* — шатун.

На рис. 174 показано устройство компрессора марки SMC6-100. Это шестицилиндровый блок-картерный непрямоточный компрессор с трехрядным (W-образным) расположением цилиндров, который приводится в действие от электродвигателя через клиноременную передачу.

Всасывающая полость компрессора расположена в блоке, в развалах между цилиндрами, а нагнетательная — в крышках

цилиндров. Блок-картер компрессора — чугунный литой, цилиндровые втулки — чугунные, поршни — из алюминиевого сплава. Коленчатый вал, каждый из двух кривошипов которого приводит в движение по три шатуна, изготовлен из термически обработанного высокопрочного и износостойкого чугуна.

Представляет интерес система регулирования производительности этих компрессоров, позволяющая производить запуск компрессора без нагрузки и попарное отключение цилиндров путем поднятия всасывающих клапанов (рис. 175 и 176).

Шестеренный масляный насос 2 (рис. 176) подает масло из картера компрессора в систему смазки компрессора и в систему

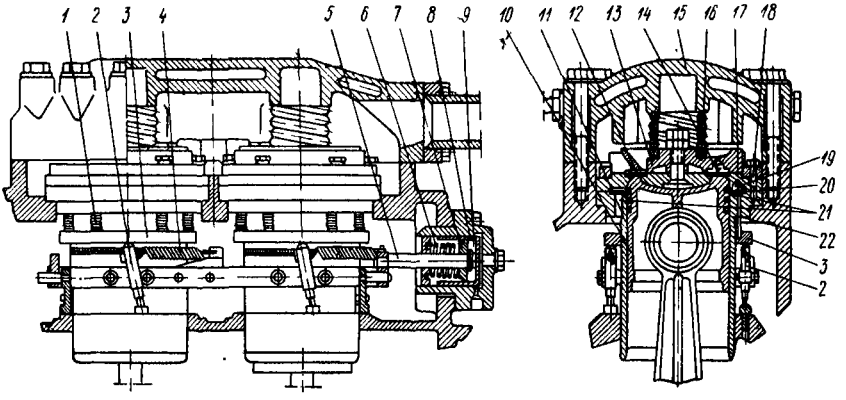


Рис. 175. Устройство регулирования производительности компрессора SMC6-100.

регулирования его холодопроизводительности, т. е. в регулятор производительности *6* и разгрузочные цилиндры *5* (обозначенные поз. 8 на рис. 175).

Устройство всасывающих и нагнетательных клапанов и регулирования производительности показано на рис. 175. К цилиндровой втулке *11* сверху винтами *18* прикреплена розетка (фланец) *17* всасывающего клапана, на которую в свою очередь опирается корпус *13* нагнетательного клапана, прижимаемый сверху крышкой 15 цилиндров через буферную пружину *16*. Кольцевые пластины *20* и *12* всасывающего и нагнетательного клапанов прижимаются к седлам пружинами *19* и *14*.

Когда компрессор не работает, то нет давления масла в регуляторе производительности и в масляной полости *9* разгрузочных цилиндров *8*. Шток *5* и поршень *7* пружиной *6* подвинуты до отказа вправо, вследствие чего пружина *4* тянет вправо качающийся рычаг *2*, который приподнимает кольцо *3*. Это кольцо с помощью толкателей *22* поднимает кольцевую пластину всасывающего клапана *20*.

Попарное включение цилиндров компрессора в работу может производиться при подаче масла под достаточным давлением из

регулятора производительности в разгрузочные цилиндры. При этом поршень и шток перемещаются влево, пружины *4* расслабляются и кольца *3*, а вместе с ними и толкатели *22* под действием пружин *1* опускаются вниз, освобождая кольцевые пластины всасывающих клапанов для нормальной работы. При ходе поршня *10* вниз пар из межцилиндровой полости всасывания (в развале между цилиндрами) поступает к клапанам *20* по каналам *21* и далее — в цилиндр.

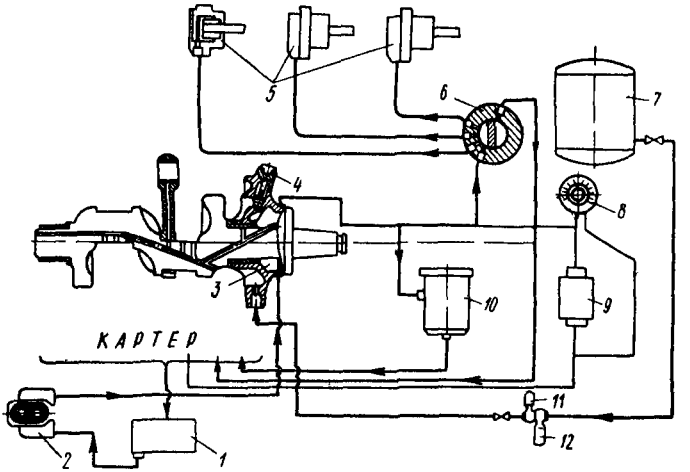


Рис. 176. Схема масляной системы и регулирования холодопроизводительности компрессора SMC6-100.

1 — фильтр; *2* — масляный насос; *3* — полость сальника компрессора; *4* — маслонапорный клапан; *5* — разгрузочные цилиндры блоков цилиндров компрессора; *6* — регулятор производительности; *7* — маслоотделитель; *8* — дифференциальный манометр; *9* — реле контроля смазки; *10* — байпасный масляный фильтр; *11* — соленоидный клапан; *12* — фильтр.

Регулирование подачи масла в разгрузочные цилиндры осуществляется вручную регулятором производительности (поз. *6* на рис. 176 и поз. *5* на рис. 174). Положение золотника регулятора производительности, показанное на рис. 176, соответствует полной нагрузке компрессора (работают все три пары цилиндров). При повороте золотника против часовой стрелки последовательно будут выключены одна пара цилиндров (так как давление стравится в крайнем справа на рисунке разгрузочном цилиндре), затем две пары и, наконец, все три пары цилиндров компрессора.

Запуск компрессора производится без нагрузки, при всех отключенных цилиндрах, а когда давление масла повысится до нормального (можно нагружать подшипники), постепенно вводят в работу одну, две и, если необходимо, все три пары цилиндров. В зависимости от требующейся холодопроизводительности компрессор может длительное время работать с включенными тремя (100% полной нагрузки), двумя (66%) и одной (33%) парами цилиндров.

Электромагнитный отжим клапанов на компрессорах ФУ-40 и ФУУ-80 практически обеспечивает плавное регулирование производительности в любом диапазоне нагрузки от 0 до 100%, в то время как рассмотренный способ представляет собой ступенчатое трехпозиционное (33; 66 и 100%) регулирование.

Клапанные и сальниковый узлы в компрессоре являются основными, определяющими его надежность и экономичность (клапаны).

Клапаны должны обеспечивать плотность, своевременность открытия и закрытия, быть износоустойчивыми. Размеры вредного пространства, создаваемого клапанами, а также их гидравлические сопротивления должны быть минимальными.

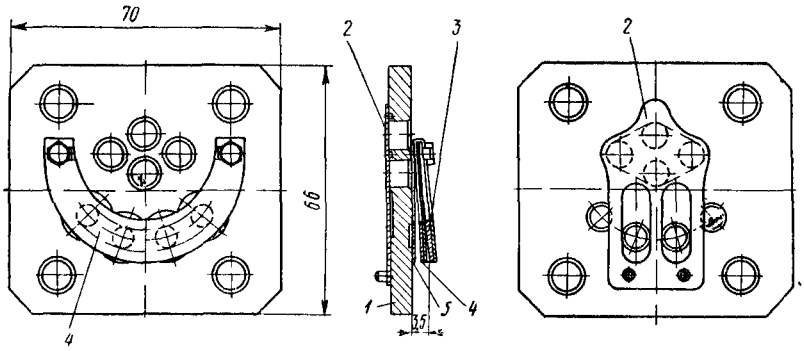


Рис. 177. Клапанное устройство герметичных компрессоров.

В современных компрессорах применяются самодействующие клапаны, открывающиеся благодаря разности давлений. При этом часто устанавливают спиральные или пластинчатые пружины, обеспечивающие более быструю и плотную посадку клапана на седло и предотвращающие удар клапанной пластины о розетку при подъеме пластины.

Клапанные пластины обычно бывают ленточными (полосовыми), кольцевыми и тарельчатыми (нагнетательные клапаны).

Клапанное устройство компрессоров типа SMC4 (6, 8)-100 рассмотрено выше. На рис. 177 показан один из вариантов устройства всасывающих и нагнетательных клапанов герметичных компрессоров. Клапанная доска *1* имеет по четыре всасывающих и нагнетательных отверстия с кольцевыми седлами для всасывающего *2* и нагнетательного *5* клапанов пластинчатого типа. Пластина нагнетательного клапана подковообразной формы вместе с ограничителем *3* подъема клапана и буферной пластиной *4* прикреплена по концам к клапанной доске винтами. Пластина всасывающего клапана язычковой формы заделана штифтами по одному краю.

На рис. 178 показано устройство полосовых всасывающих и пятачковых нагнетательных клапанов непрямоточных компрессо-

ров типа ФВ, ФВБС и ФУБС. Так же устроены нагнетальные клапаны и в компрессорах ФУ-25, ФУ-40 и ФУУ-80.

Плита *1* для всасывающих клапанов служит розеткой (направляющей для движения клапанных пластин *6*), а для нагнетательных — седлом. Седла *2* всасывающих клапанов притирают по плите

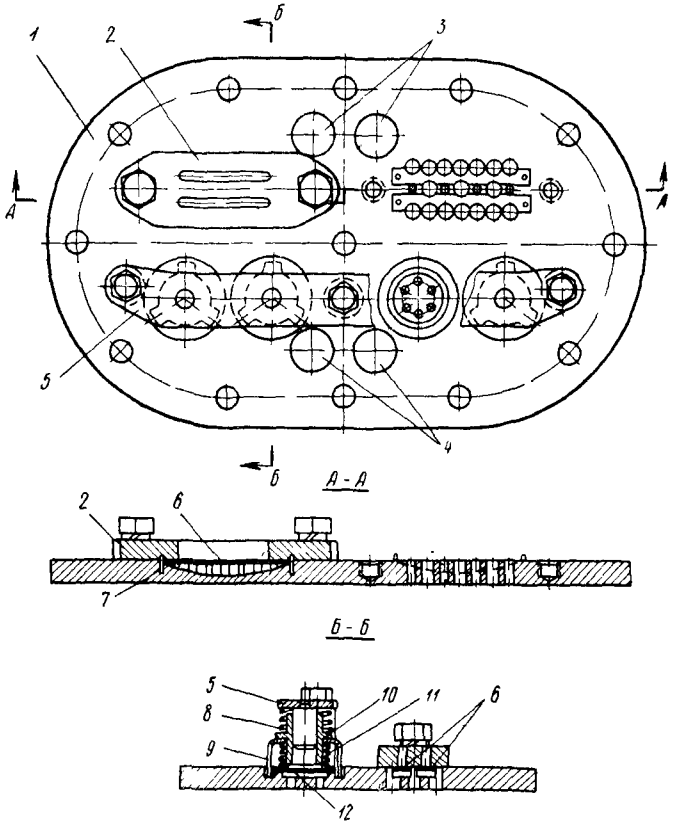


Рис. 178. Устройство всасывающих и нагнетательных клапанов компрессоров типов ФВ, ФУ, ФВБС, ФУБС.

и крепят к ней шпильками. При движении поршня вниз, в результате понижения давления в цилиндре, пластины всасывающих клапанов (рабочая и буферная) прогибаются, входя в выфрезерованные в плите пазы, и пары хладагента через пазы (щели) в седле *2* и отверстия в плите *1* проходят в цилиндр.

При обратном ходе поршня пластины всасывающих клапанов давлением плотно прижимаются к седлам, закрывают в них пазы и тем самым обеспечивают сжатие паров в цилиндре. Пластины всасывающих клапанов изготовляют из пружинной стальной ленты.

Нагнетательные клапаны состоят из круглых клапанных пластин *12* из стали марки 70С22ХА; рабочих пружин *11*, прижимающих пластину к седлам; направляющих *9*; втулок *10*, центрирующихся пальцами, закрепленными в траверсе *5*, которая прикреплена к клапанной плите тремя шпильками; буферных пружин *8*, расположенных между траверсой и буртами втулок, позволяющих увеличивать подъем клапана (вместе со втулкой) в случае резкого повышения давления сжатия из-за попадания жидкого хладагента в цилиндр (этим предотвращаются гидравлические удары и разрушения цилиндра, поршня).

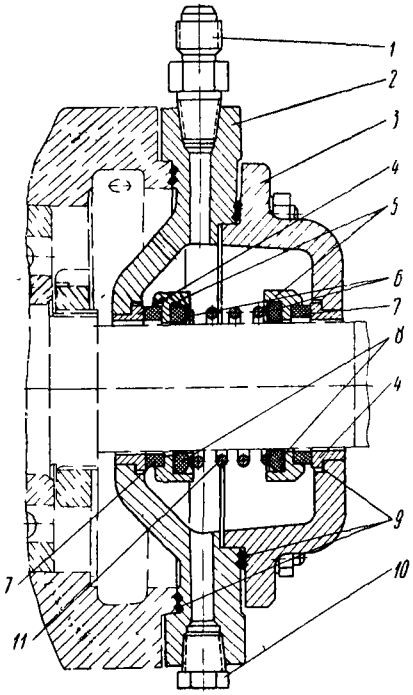


Рис. 179. Двустороннии самоустаиавливающийся графито-металлический сальник.

Позициями 3 и 4 на рис. 178 показаны отверстия для сообщения со всасывающей и нагнетательной полостями (запорными клапанами) компрессора. Всасывающая и нагнетательная клапанные полости образуются над плитой в головке блока цилиндров, имеющей перегородку, проходящую по диаметральной плоскости плиты.

Сальниковые устройства применяются для уплотнения свободного конца вала, выходящего из картера компрессора. Особенно тщательным должно быть уплотнение валов фреоновых компрессоров. Существуют различные конструкции сальников. В современных компрессорах наиболее часто применяются одно- или двусторонние самоустанавливающиеся графито-металлические сальники. На рис. 179 показан такой двусторонний сальник для компрессора ФУ-25.

К блок-картеру компрессора прикреплен корпус *2* сальника, а к нему — крышка *3*. В них закреплены стальные кольца *4*. На вал с помощью колец *8* из маслобензостойкой (севанитовой) резины плотно насажены стальные обоймы *5*, в которые с противоположной стороны запрессованы графитовые (или графито-металлические) кольца трения *7*.

Для создания нужной плотности наружные торцовые поверхности графитовых колец притерты к поверхности колец *4*. Обоймы *5* с графитовыми кольцами прижимаются к поверхности стальных колец *4* пружиной *11* через шайбы *6* и вращаются вместе с валом.

Масло в сальник от насоса подводится через штуцер *1*. Полость сальника сообщена с картером отверстием в верхней части корпуса *2*. Спуск масла производится через нижнее отверстие с пробкой *10*. Для уплотнения служат прокладки *9*.

В компрессорах ФУ-40 и ФУУ-80 применена аналогичная конструкция сальника, отличающаяся тем, что на резиновые кольца оказывают давление специальные стальные обоймы, распираемые несколькими спиральными пружинами, а сами обоймы закреплены на валу с помощью шпонки.

Обязательным условием хорошей работы сальника является наличие масляного затвора (смазка, уплотнение).

§ 62
Центробежные, ротационные и винтовые компрессоры

Недостатки поршневых компрессоров, связанные с необходимостью преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное, с большими габаритами для обеспечения значительной (в сотни и тысячи кВт) холодопроизводительности, побудили конструкторов к разработке холодильных компрессоров других типов.

По сравнению с поршневыми центробежные компрессоры имеют следующие преимущества: значительно меньшие масса и габариты, особенно при большой холодопроизводительности (изменение массы приблизительно в 5—8 раз), высокая уравновешенность, что позволяет устанавливать эти компрессоры на легких фундаментах или непосредственно на аппаратах; отсутствие быстроизнашивающихся деталей (коленчатого вала, шатунов, поршней и их пальцев, колец); отсутствие смазочного масла в холодильном агенте, благодаря чему улучшается теплообмен в холодильных аппаратах; возможность автоматического регулирования холодопроизводительности в широком диапазоне; удобство многоступенчатого сжатия.

Перечисленные достоинства способствуют все более широкому внедрению центробежных компрессоров в холодильной технике, в том числе и судовой.

На рис. 180 показано устройство фреонового турбокомпрессора ТК-3-1 расчетной холодопроизводительностью 1400 кВт (1200 Мкал/ч) при t_0=—35° С и $t_к$=35° С разработки ВНИИХолодмаш. Это центробежный трехступенчатый компрессор, основными частями которого служат корпус *1*, насаженные на вал *12* рабочие колеса *5* диаметром D_2=480 мм с лопатками, безлопаточные диффузоры *6*, обратные направляющие аппараты *7*, улитка *8*, выполняемая обычно вместе с корпусом, подшипники *2* и *10*, разгрузочное устройство (поршень *9*) для уменьшения осевого усилия, смазывающие и уплотняющие (лабиринты *3* и сальник *11*) устройства. Позицией *4* на рисунке обозначен механизм поворотных лопаток.

Компрессор приводится в действие синхронным электродвигателем мощностью 1100 кВт через редуктор (мультипликатор), повышающий частоту вращения с 3000 до 7550 об/мин. При $n=$ 7550 об/мин окружная скорость колес $u=190$ м/с, а политропический к. п. д. в расчетной точке составляет 0,75.

В некоторых случаях оказывается возможным применять встроенные в общий корпус с компрессором или отдельные электродви-

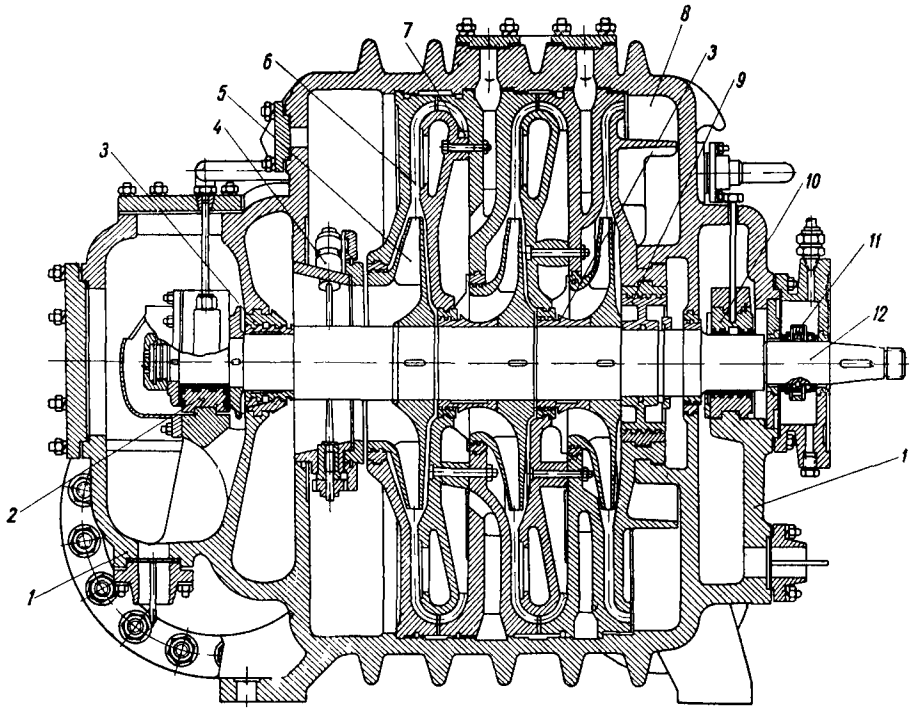


Рис. 180 Фреоновый трубокомпрессор ТК-3-1.

гатели, работающие на токе промышленной частоты при $n=$ $=3000$ об/мин, без повышающей передачи (редуктора).

Число ступеней центробежного компрессора зависит от напора, создаваемого одним колесом. Последний в свою очередь зависит от окружной скорости рабочего колеса, формы лопаток и физических свойств хладагента. Обычно число ступеней не превышает 4 при $n=3500 \div 15\,000$ об/мин и окружной скорости 200—300 м/с.

Для хладагентов с большой молекулярной массой M и невысоким отношением давлений $p_к/p_0$ получается небольшое число ступеней (рабочих колес), так как чем больше M, тем больше степень сжатия в одной ступени. Например, при сжатии атмосферного воздуха ($M=29$) в колесе с окружной скоростью $u=200$ м/с степень повышения давления $\pi_к=p_2/p_1$ в одной ступени составляет

1,3, а при сжатии Ф-12 ($M=121$) $\pi_к=2{,}6\div2{,}8$. В компрессоре на Ф-12 при $t_0=0\div5°$ С и $t_к=30°$ С достаточно одной ступени ($\pi_к=2{,}41\div2{,}05$), а при $t_0=-40°$ С потребуется три ступени ($\pi_к=11{,}6$).

Для небольших центробежных компрессоров, как отмечалось выше, удобны хладагенты с малой объемной холодопроизводительностью q_v (таковы, например, фреоны-11, -113, -21 и др.). При этом условии увеличиваются объем всасываемого пара и проходные сечения в компрессоре, что приводит к повышению его к. п. д.

Этим требованиям удовлетворяют многие фреоны, получившие в центробежных машинах наибольшее применение для различных условий (режимов) работы. При температурах кипения от 5 до $-10°$ С (условия кондиционирования воздуха), а также для тепловых насосов, используют фреоны-11, -113, -142. Однако первые два из них являются вакуумными (при $t_0=-10\div5°$ С в испарителе большой вакуум). Для $t_0=-(20\div40)°$ С подходит Ф-114 и в несколько меньшей степени (вследствие меньшей молекулярной массы) Ф-21, а для $t_0=-(30\div60)°$ С — фреон-12. При температурах кипения от -50 до $-80°$ С наиболее подходит Ф-22, а при $t_0=-(80\div120)°$ С — фреон-13.

Для обеспечения достаточно высокого к. п. д. центробежного компрессора объем пара на выходе из колеса последней ступени (при $n=5000\div10000$ об/мин) должен быть не менее 0,2—0,3 м³/с. В таком случае при использовании Ф-11 работа центробежного компрессора будет достаточно экономична при стандартной холодопроизводительности от 230 кВт и выше; при работе на фреоне-21 — более 350 кВт; на фреоне-142 — более 700 кВт, а на фреоне-12 — свыше 930 кВт.

Теория, конструкции, расчеты и другие вопросы по холодильным турбоагрегатам наиболее полно изложены в работе [147].

В холодильной технике применяются и ротационные компрессоры. Различают два наиболее характерных типа таких холодильных компрессоров: с катящимся ротором-поршнем и с вращающимся ротором (пластинчатые). Схемы их устройства показаны на рис. 181. Основные детали ротационных компрессоров: неподвижный цилиндр — статор *1*, катящийся или вращающийся ротор-поршень *2*, пластины *3*, вал *4* привода ротора и нагнетальные клапаны *7*.

В компрессоре первого типа катящийся ротор-поршень (рис. 181, *а*) расположен эксцентрично по отношению к цилиндру, диаметр которого больше, чем диаметр ротора. Он приводится в движение эксцентриком центрального вала. Между эксцентриком и поршнем располагаются шарикоподшипники, а сам вал размещается в подшипниках скольжения в корпусе цилиндра. При вращении эксцентрика поршень катится по внутренней поверхности цилиндра, образуя пространство серповидного сечения, которое между цилиндром и ротором разделено пластиной *3* на всасывающую и нагнетательную полости. По мере приближения ротора к верхнему положению всасывающая полость увеличивается, благодаря чему в нее через отверстия в цилиндре поступает пар,

всасываемый по патрубку *5* из испарителя. В это же время ротор сжимает пар в нагнетательной полости и затем через нагнетательный клапан *7* вытесняет его в патрубок *8* к конденсатору.

За один оборот эксцентрикового вала совершается полный цикл работы компрессора: всасывание пара, сжатие и нагнетание его в конденсатор.

Ротационные компрессоры с катящимся ротором небольшой холодопроизводительности производятся отечественной промышленностью [компрессоры РКФ-0,9; МРФ-0,7 с Q_0=1,04 и 0,815 кВт (900 и 700 ккал/ч) и др.], а швейцарская фирма Эшер Фисс, например, выпускает такие компрессоры типа Ротаско объемной производительностью 0,003—0,8 м³/с (10—2800 м³/ч).

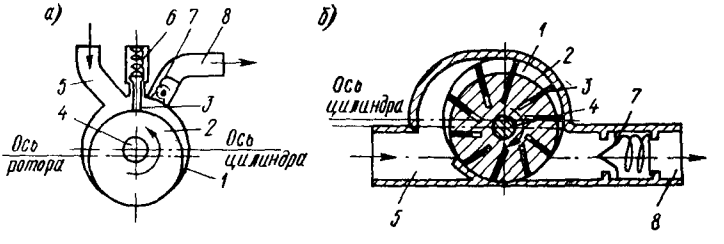


Рис. 181. Схемы устройства ротационных компрессоров с катящимся (*а*) и вращающимся (*б*) роторами.

1 — цилиндр; *2* — ротор; *3* — пластины; *4* — вал; *5* — всасывающий патрубок; *6* — пружины; *7* — нагнетательные клапаны; *8* — нагнетательный патрубок.

Компрессоры с катящимся ротором-поршнем по энергетическим показателям близки к современным поршневым компрессорам. Они отличаются небольшой работой трения, имеют небольшие габаритные размеры и металлоемкость, хорошо уравновешены и удобны для размещения без фундаментов.

В ротационных компрессорах второго типа (рис. 181, *б*), которые также называются компрессорами с пластинчатым ротором, или пластинчатыми ротационными компрессорами, ротор-поршень расположен эксцентрично по отношению к цилиндру и вращается вокруг своей оси. В роторе сделаны радиальные или наклонные прорези, в которых размещены скользящие пластины, прижимаемые при вращении к поверхности цилиндра действием центробежных сил. Благодаря таким пластинам обеспечивается всасывание и сжатие пара. Эти компрессоры отличаются легкостью запуска, так как пластины — лопатки занимают рабочее положение лишь по достижении ротором определенной частоты вращения.

При одинаковых размерах цилиндра и частоте вращения объемная производительность пластинчатых ротационных компрессоров более чем в два раза выше объемной производительности компрессоров с катящимся ротором. Эти компрессоры удобны, когда требуется большая объемная производительность при умеренных отношениях давлений нагнетания и всасывания. Поэтому их нередко используют в качестве поджимающих компрессоров (бустер-ком-

прессоров) в низкотемпературных установках. В нашей стране освоено производство крупных пластинчатых ротационных компрессоров, предназначенных для работы при низких температурах кипения. Например, серийно выпускаемый ротационный аммиачный компрессор РАБ-300 имеет $Q_0 \approx 350$ кВт ($V = 0{,}57$ м^3/с) при работе в качестве ступени низкого давления в установке с $t_0 = -40°$ С и $t_к = 35°$ С и удельную массу 8,3 кг на 1 кВт холодопроизводительности.

Ротационные компрессоры (особенно пластинчатые) надежны в эксплуатации и просты в обслуживании вследствие небольшого числа движущихся частей, отсутствия всасывающих клапанов, более спокойной работы при влажном ходе. Поэтому вопросу создания ротационных компрессоров новых типов уделяется большое внимание.

Весьма перспективны винтовые холодильные компрессоры. Схема устройства и общий вид винтового холодильного компрессора показаны на рис. 182. Основными элементами такого компрессора служат корпус, ведущий и ведомый роторы с зубчато-винтовыми лопастями. Всасывающее и нагнетательное окна (патрубки) располагаются на противоположных концах и сторонах корпуса и роторов. При вращении роторов, когда их винтовые впадины проходят мимо всасывающего окна, эти впадины заполняются паром. При дальнейшем вращении происходит отсечка полостей от всасывающего окна, и пар остается в замкнутом объеме (между торцовыми и цилиндрическими стенками корпуса и поверхностями впадин роторов); зубья одного ротора входят во впадины другого, уменьшается объем, занимаемый паром в каждой полости, пар сжимается. По окончании сжатия впадины, в которых заключен пар, перемещаясь вдоль оси при вращении роторов, достигают нагнетательного окна, и пар нагнетается в него. Наличие нескольких впадин и их винтовое расположение на роторах обеспечивают непрерывность подачи винтового компрессора.

Достоинства винтовых компрессоров — небольшие габариты (меньше ротационных и близкие к центробежным машинам, в 2—10 раз меньше, чем у поршневых), малая масса (в 10—100 раз меньше, чем масса поршневых компрессоров), отсутствие шатунно-поршневой группы и клапанов и, следовательно, большая надежность в эксплуатации, высокие коэффициент подачи и к. п. д., возможность широкого использования в низкотемпературных установках, так как винтовые компрессоры имеют весьма низкий предел давления всасывания — до 0,005—0,002 МПа.

Основной недостаток винтовых компрессоров, как и всех роторных машин, в том, что для их работы (при $n = 3000 \div 30\,000$ об/мин) требуется либо электрический ток повышенной частоты (200—500 Гц), либо повышающие передачи (редукторы) при использовании тока промышленной частоты 50 Гц. Кроме того, при изготовлении и сборке винтовых компрессоров требуется высокая точность.

В винтовых компрессорах, которые обычно работают на аммиаке, фреонах-12 и -22, производится впрыскивание масла

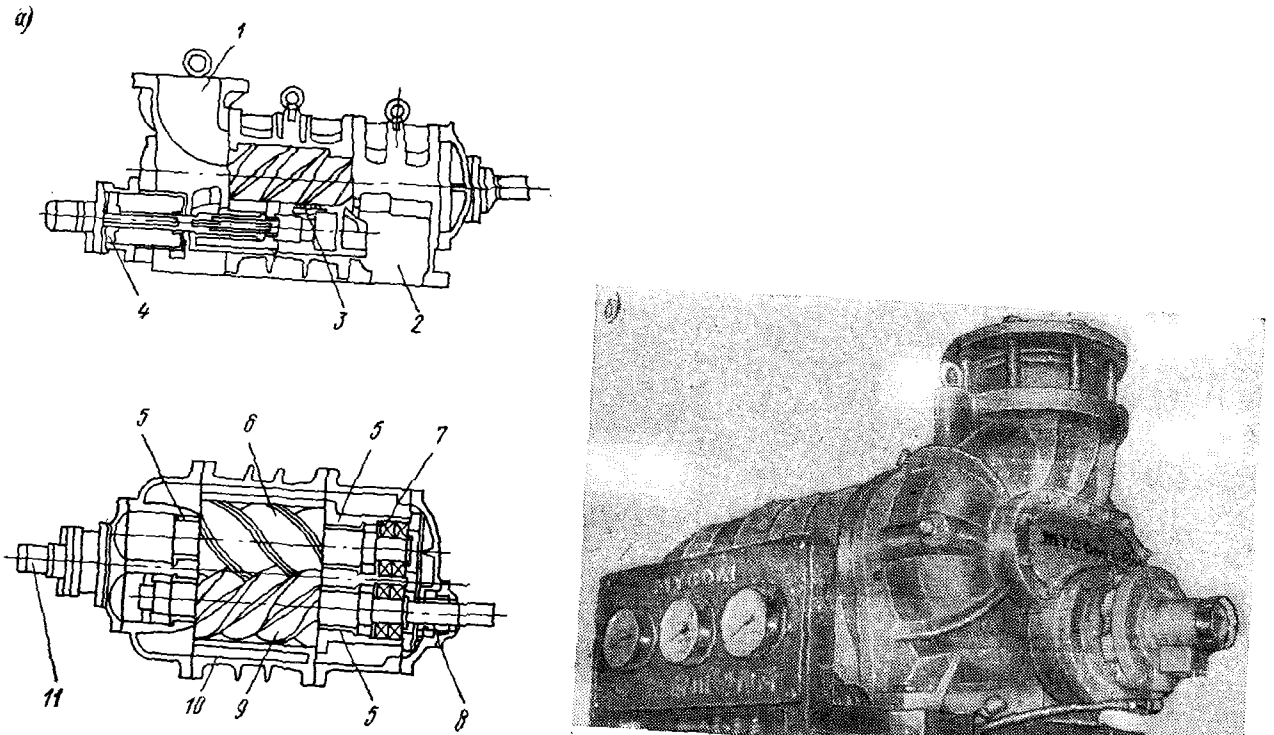


Рис. 182. Схема устройства винтового холодильного компрессора (*а*) и общий вид компрессора японской фирмы Майякава (*б*).

1 — всасывающий патрубок; *2* — нагнетательный патрубок; *3* — сопло для впрыска масла; *4* — разгрузочный (уравновешивающий) поршень; *5* — опорные подшипники; *6* — ведомый ротор; *7* — упорный подшипник; *8* — сальник; *9* — ведущий ротор; *10* — корпус; *11* — цилиндр регулирования производительности.

в полость впадин после отсечки всасывания. Это обеспечивает значительное снижение температуры нагнетания (до температуры, меньше температуры конца адиабатического сжатия при тех же степенях повышения давления в компрессоре) и повышение подачи, к. п. д. и удельных показателей работы [119 и др.].

Приведенные данные характерны как для стационарных, так и для судовых холодильных компрессоров.

§ 63
Конденсаторы и испарители

Конденсатор — один из основных элементов холодильной машины, в котором тепло, отнятое в испарителе, и тепло, эквивалентное затраченной на компрессор работе, отводится к окружающей среде (забортной воде, воздуху).

Большинство конденсаторов судовых холодильных машин охлаждается забортной водой и лишь некоторые (в агрегатах для охлаждения шкафов, контейнеров для перевозки мелких партий скоропортящегося груза) — воздухом. В последнем случае необходим электровентилятор; наблюдаются повышенные давления конденсации, а следовательно, затраты энергии на компрессор и вентилятор для обдува конденсатора воздухом.

На судах, как правило, применяют горизонтальные кожухотрубные конденсаторы для всех холодильных агентов с умеренным давлением. В них пары хладагента подаются сверху на пучок трубок, а конденсат отводится снизу, вода движется по трубкам, делая несколько ходов (от 2 до 12) в общем направлении снизу вверх.

Кожухотрубный конденсатор (рис. 183) состоит из стального корпуса *1*, к торцам которого приварены стальные трубные доски *2* с защитным (против коррозии, особенно в месте соединения с трубками) наплавленным слоем *3* меди или латуни. В трубных досках (решетках) развальцованы медные трубки *5* (обычно с накатным оребрением), к ним же прикреплены крышки *4* и *8* с перегородками, меняющими направление движения воды. Для уменьшения коррозионного воздействия морской воды крышки конденсаторов снабжены цинковыми протекторами. На них сверху и снизу расположены клапаны или пробки соответственно для выпуска воздуха и спуска воды.

Пары хладагента поступают сверху по патрубку *9* в межтрубное пространство, а конденсат отводится снизу из сборника жидкости *12* через запорный клапан *11*. В крупных конденсаторах сборник жидкости имеет небольшую емкость, однако конденсат сливается в ресиверы, которые обычно представляют собой горизонтальные цилиндрические сосуды, устанавливаемые под конденсатором. В случае длинных конденсаторов слив конденсата рекомендуется производить через несколько патрубков во избежание его скопления при работе в наклонном положении или переливания при качке.

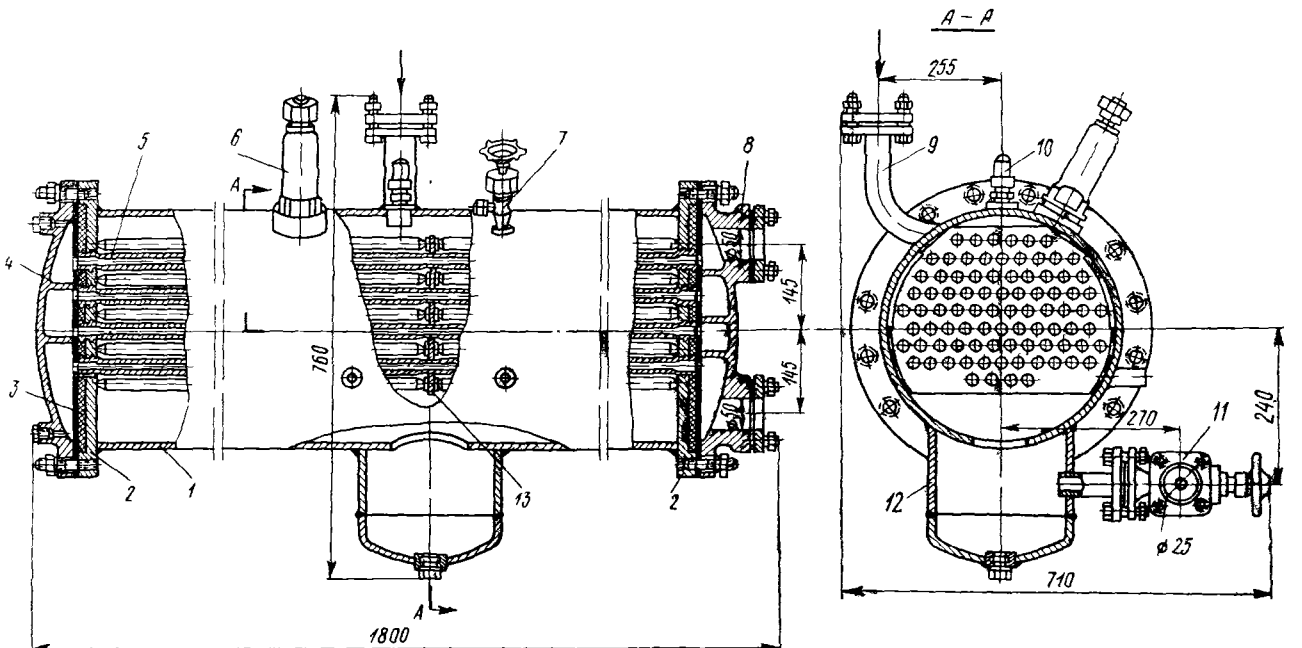


Рис. 183. Кожухотрубный фреоновый конденсатор марки МКТР-18 с поверхностью охлаждения 18 $м^2$.

Установка ресиверов улучшает условия теплообмена в нижних рядах трубок конденсаторов (трубки при этом не затапливаются жидким агентом). Кроме того, ресивер обеспечивает бесперебойную подачу жидкого хладагента к регулирующим клапанам, а также содействует лучшему отделению воздуха и масла. С этой целью на ресиверах имеются штуцера для присоединения воздухоотделителей, а при использовании аммиака в нижней части ресивера приваривают маслоотстойники.

При отсутствии ресиверов у конденсаторов небольшой производительности делают сборники жидкости увеличенной емкости, которые при использовании аммиака и Ф-22 выполняют одновременно роль маслоотстойников.

Для уменьшения вибрации трубок в средней части относительно длинных конденсаторов делается промежуточная решетка *13* (рис. 183). В верхней части корпуса размещены предохранительный клапан *6*, угловой запорный клапан *7* для уравнительной трубки по газовому пространству при параллельной работе нескольких конденсаторов или для манометра, воздухоспускной клапан *10*.

Регулировка предохранительных клапанов производится на начало открытия клапана при избыточном давлении 2,1 МПа для Ф-22 и аммиака и 1,2 МПа для Ф-12.

Конденсаторы часто снабжают указателями уровня жидкого хладагента.

В последнее время в составе судовых холодильных машин (обычно небольшой холодопроизводительности) применяют кожухозмеевиковые конденсаторы (рис. 184), отличающиеся от кожухотрубных тем, что имеют одну трубную решетку, в которой развальцовываются концы одних и тех же изогнутых в виде петли оребренных трубок. В связи с тем, что концы трубок завальцованы в одной решетке, в них не возникает термических напряжений. По длине трубок-петель в корпусе конденсатора устанавливают промежуточные решетки. Такая конструкция позволяет легко вынимать змеевики вместе с крышкой и трубной решеткой, очищать его внешнюю поверхность, но несколько затрудняет механическую очистку внутренней полости трубок-петель в местах изгиба.

Для кожухотрубных и кожухозмеевиковых конденсаторов используются стальные трубки диаметром до 38 мм и медные диаметром до 22 мм. Медные или медно-никелевые (мельхиоровые) трубки применяются во фреоновых конденсаторах, а стальные — в аммиачных. Первые из них оребряются (накаткой), стальные трубы сделать оребренными трудно. Число трубок в конденсаторах достигает 1000 шт., а наибольшие диаметр и длина корпуса конденсатора составляют 1200 и 4000 мм.

Корпуса, трубные решетки и крышки выполняют из углеродистой стали. Во фреоновых конденсаторах крышки нередко делают бронзовыми литыми.

Обычно на горизонтальных кожухозмеевиковых конденсаторах монтируют компрессор с электродвигателем и аппаратуру, которые образуют компрессорно-конденсаторный агрегат.

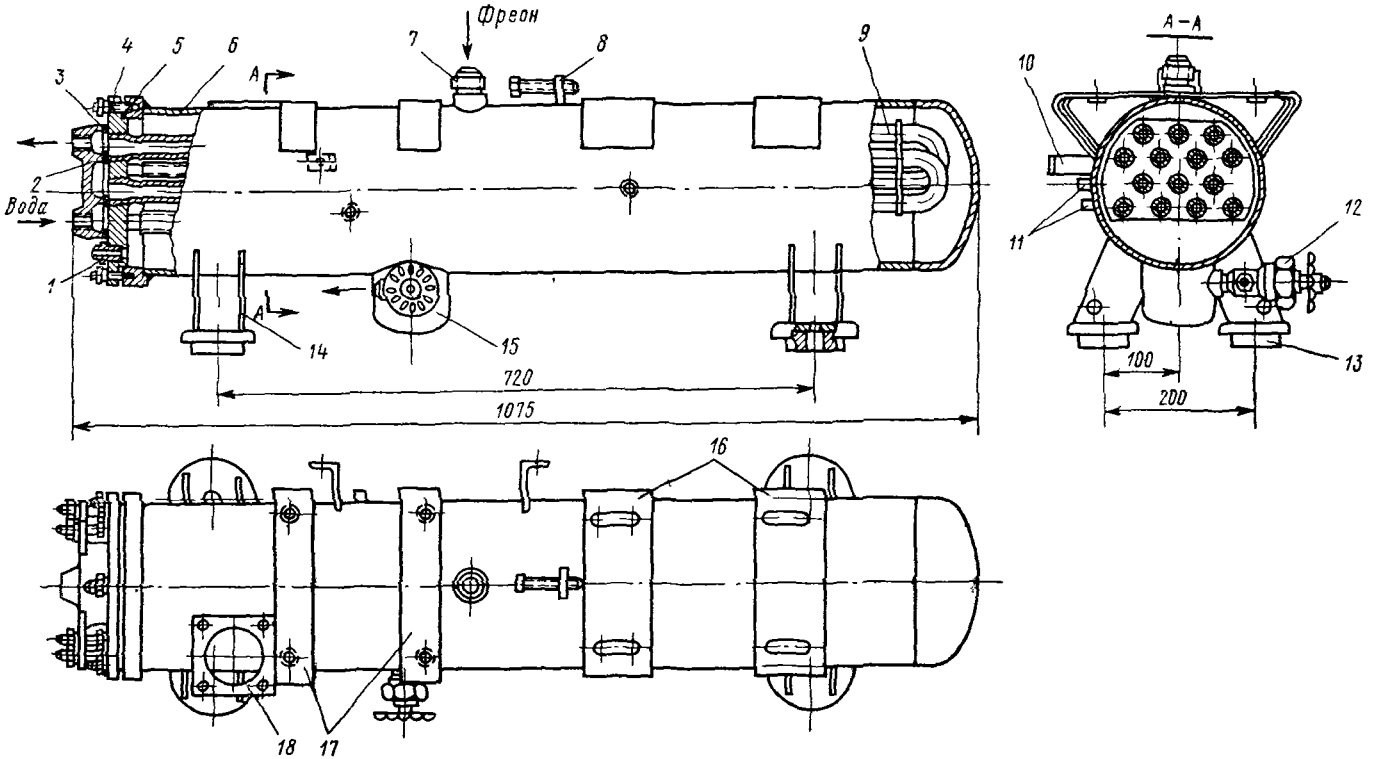


Рис. 184. Кожухозмеевиковый фреоновый конденсатор марки КТР-4М поверхностью охлаждения 2 $м^2$.

1 — легкоплавкая (при 70° С) пробка; *2* — крышка; *3* — резиновая прокладка; *4* — трубная решетка; *5* — паронитовая прокладка; *6* — корпус; *7* — входной патрубок для фреона; *8* — винт для перемещения электродвигателя; *9* — секция медных трубок; *10* — уголок для крепления ограждения текстропной передачи; *11* — бобышки для крепления теплообменника; *12* — угловой запорный клапан $D_у$10; *13* — амортизатор; *14* — лапы; *15* — стакан — сборник жидкости; *16* — рамки для крепления электродвигателя; *17* — рамки для крепления компрессора; *18* — пластина для крепления реле давления.

Охлаждение воздуха или промежуточного жидкого хладоносителя (воды, рассола, этиленгликоля и др.) производится в испарителях. Испарители-воздухоохладители судовых установок кондиционирования воздуха рассмотрены в гл. VI. Испарители для охлаждения промежуточного хладоносителя называют рассольными. При температуре выше 0° С в них охлаждается вода, а при $t<0°$С — рассол или другая незамерзающая жидкость (в частности Ф-30 и др.).

Основным типом рассольных испарителей судовых холодильных установок является кожухотрубный горизонтальный испаритель (рис. 185). Его устройство аналогично устройству горизонтального кожухотрубного конденсатора с той лишь разницей, что жидкий хладагент подводится в корпус *4* снизу через клапан *7*, а пары отсасываются сверху через один или несколько сухопарников *5*. Рассол протекает по медным или стальным (для аммиачных испарителей) обычно оребренным трубкам *2*, концы которых развальцованы в стальных трубных досках-решетках *9*, делая несколько (в данном случае шесть) ходов. Этим достигается увеличение скорости протекания рассола и интенсификация теплообмена. Рассол подводится в верхнюю часть трубок, а отводится из нижней.

Испаритель снабжен предохранительным клапаном *6*, клапаном *8* для спуска масла и фреона, клапаном *1* для присоединеиия манометра и воздухоспускным клапаном *3*.

Корпус такого испарителя обычно заполняют жидким хладагентом на величину 0,8 диаметра корпуса. Поэтому эти испарители называются затопленными. Межтрубное пространство испарителя разделяется по длине на отсеки перегородками, уменьшающими колебания уровня жидкого хладагента в условиях качки.

В сухопарниках аммиачных испарителей монтируют змеевиковый теплообменник, по трубкам которого протекает жидкий аммиак перед поступлением к регулирующим клапанам. Это обеспечивает переохлаждение жидкого аммиака (что всегда выгодно) и подсушивание паров, всасываемых из испарителя компрессором (для исключения влажного хода компрессора, а не для значительного перегрева паров).

Недостаток кожухотрубных испарителей затопленного типа — наличие свободной поверхности жидкого хладагента (опасность попадания капельной жидкости во всасывающий трубопровод компрессора). Кроме того, на работе этих испарителей отрицательно сказывается давление столба жидкости: в нижних слоях жидкого хладагента температура кипения повышается. Во избежание этого, а также для увеличения коэффициента теплоотдачи применяют оросительные испарители незатопленного типа. Жидкий фреон из конденсатора подводится внутрь корпуса в несколько трубок, снабженных мелкими отверстиями. Через эти трубки происходит орошение охлаждаемой поверхности оребренных трубок испарителя. Неиспарившийся жидкий фреон из нижней части корпуса подсасывается насадками эжекторного типа, являющимися одновременно дроссельными органами, и снова подается на орошение. Пучок тру-

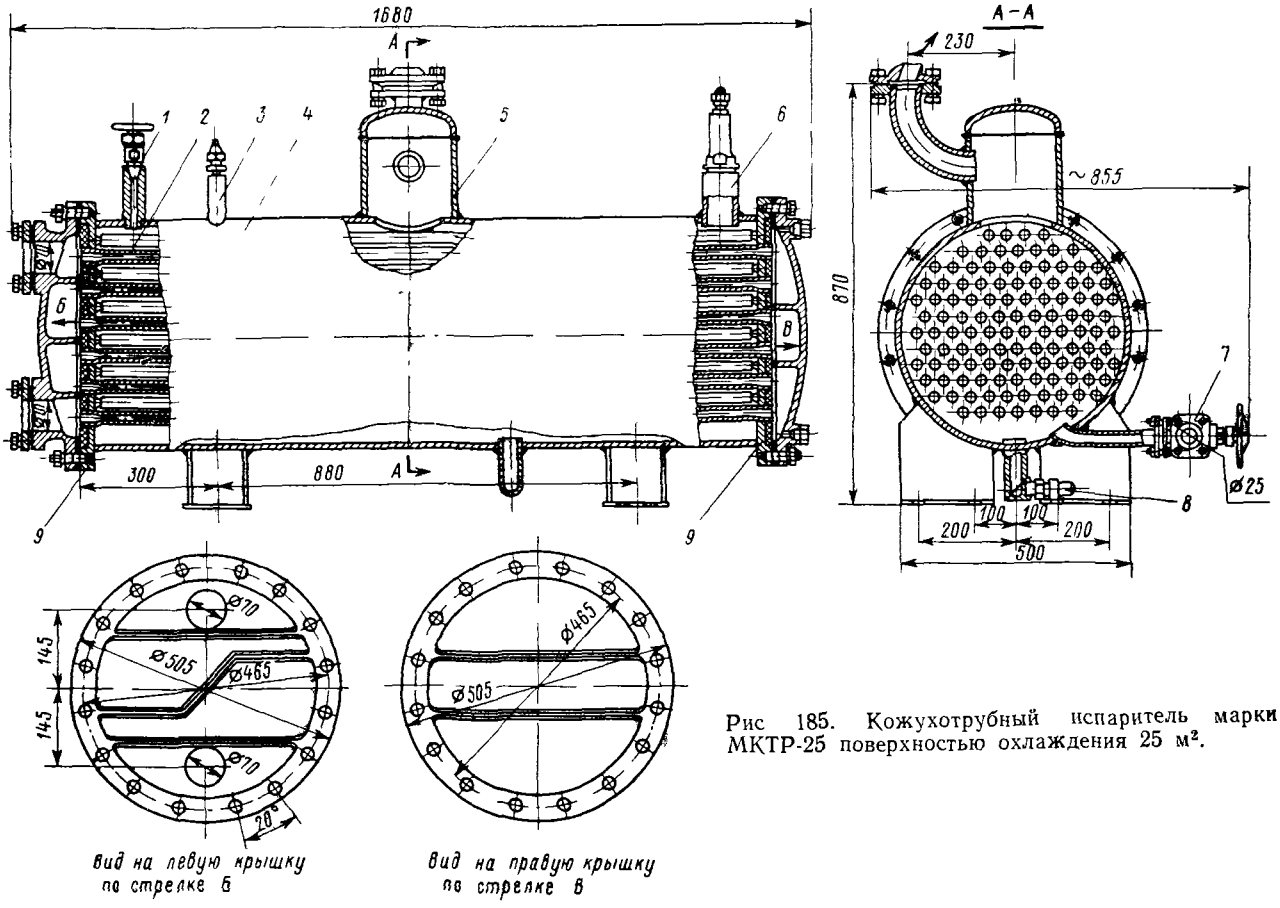


Рис 185. Кожухотрубный испаритель марки МКТР-25 поверхностью охлаждения 25 м².

бок, расположенный над оросительными трубками, не орошается и служит для подсушивания паров фреона. Положительной стороной оросительных испарителей является также меньшее количество фреона, необходимого для их заполнения.

Достоинства кожухотрубных испарителей состоят в хорошей теплопередаче, компактности и относительно небольшой массе. Основной их недостаток — опасность замерзания рассола в трубках при случайных остановках рассольного насоса. Для предотвращения аварий применяются такие меры: повышение концентрации рассола (при этом, однако, уменьшается его теплоемкость и увели-

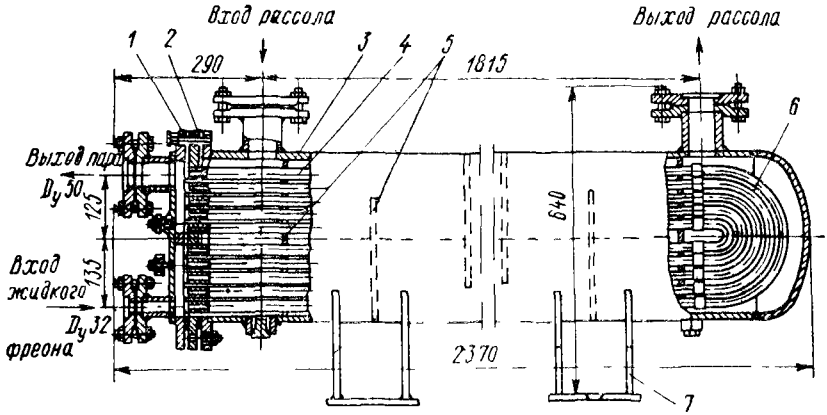


Рис. 186. Кожухозмеевиковый фреоновый испаритель с наружной поверхностью охлаждения 10,4 м².

1 — крышка; *2* — трубная доска; *3* — корпус; *4* — трубки; *5* — перегородки для рассола; *6* — калачи для фреоновых трубок; *7* — лапы для крепления испарителя на фундаменте.

чиваются плотность, а значит, гидравлические сопротивления), установка реле, отключающего компрессор при прекращении циркуляции рассола, установка защитного термореле (по наинизшей допустимой температуре рассола).

Однако более удобны в этом отношении кожухозмеевиковые испарители (рис. 186), которые стали применять на судах в последние годы. В них отсутствует свободная поверхность жидкого хладагента, так как кипение последнего происходит внутри трубок, а это улучшает условия работы холодильной машины при качке. Кроме того, намерзание льда на внешней поверхности трубок не представляет той опасности, как в кожухотрубных испарителях.

Корпус имеет одну трубную решетку, в которой развальцованы входные и выходные концы испарительных трубок (сплошных петлеобразных или прямых, соединенных калачами, как показано на рис. 186), где кипит фреон. Крышка испарителя имеет внутри перегородку, разделяющую полости подачи жидкого агента и отсасывания паров. В межтрубном пространстве циркулирует рассол, изменение направления движения которого достигается поперечными

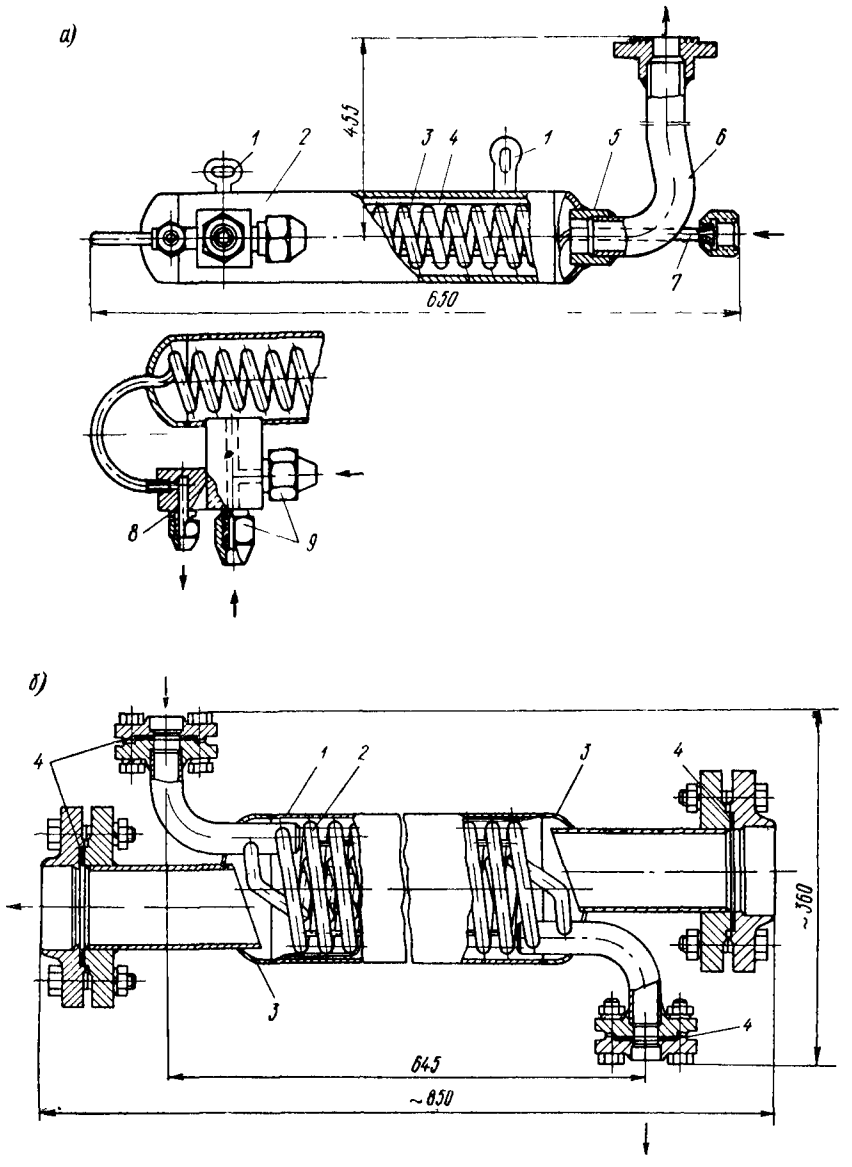


Рис. 187. Фреоновые регенеративные теплообменники: *а* — марки ТФ-20М (с одним змеевиком).

1 — ушко для крепления; *2* — стальной кожух; *3* — медиый змеевик; *4* — полоса; *5* — втулка; *6* — трубка днаметром 24×1,5 мм для отвода паров, *7* — трубка диаметром 12×1,0 мм для подвода жндкости; *8* — штуцер для отвода жидкостн; *9* — штуцеры на бобышке для подвода паров от нспарнтелей.

б — марки МТФ-70Б (с двойным змеевиком).

1 — стальная обечайка; *2* — змеевик из медиых трубок; *3* — донышко с трубой; *4* — пароиитовая прокладка.

перегородками. Это улучшает условия теплообмена, так как часть пути рассол совершает при поперечном обтекании трубок.

Для улучшения коэффициента теплоотдачи со стороны кипящего агента, который, вообще говоря, в таких испарителях относительно низок, применяют трубки нового типа с внутренним продольным оребрением, но чаще всего рационально используют струйные аппараты, в которых полезно расходуется напор жидкого агента, поступающего в испаритель, для усиления циркуляции фреона по трубкам. Прогрессивность такого метода, при котором необратимые потери дросселирования агента целесообразно используются для улучшения теплоотдачи, совершенно очевидна.

В таких испарителях в нижней части крышки устанавливают инжектор, работающий на высоконапорном подводимом из конденсатора жидком хладагенте, который подсасывает парожидкостную эмульсию из верхней части крышки (после выхода хладагента из трубок), и тем самым обеспечивает интенсивную циркуляцию хладагента по трубкам.

В составе фреоновых (Ф-12) холодильных машин применяются регенеративные теплообменники (рис. 187), в змеевиках которых протекает жидкий фреон из конденсатора, а в корпусе (межзмеевиковом пространстве) — всасываемые компрессором пары, которые, перегреваясь, переохлаждают жидкий фреон.

§ 64
Использование парокомпрессорных холодильных машин в качестве теплового насоса

Подогрев воздуха в судовых кондиционерах в зимнем режиме их работы, как излагалось выше, осуществляется теплой водой, паром или электроэнергией. Электроподогрев воздуха, применяемый чаще всего в автономных, местных, а иногда и в центральных кондиционерах, крайне неэкономичен. Наиболее эффективен подогрев воздуха паром утилизационных котлов или водой, охлаждающей дизели. Использование же пара вспомогательных котлов для воздухоподогрева связано с затратами высокопотенциальной энергии сжигаемого в них топлива.

Во многих случаях может оказаться экономичным подогрев воздуха в кондиционерах с помощью холодильных машин, работающих в режиме теплового насоса. В этом случае машина передает воздуху тепло забортной воды или окружающего воздуха при затрате определенного количества энергии на повышение потенциала переносимого тепла.

Как отмечалось в § 54, эффективность теплового насоса оценивается коэффициентом преобразования, называемым также отопительным коэффициентом,

$$\mu = \frac{Q}{N}, \qquad \text{(XIII.10)}$$

где Q — теплопроизводительность кондиционера, кВт;
N — потребляемая компрессором мощность, кВт.

Подводимый к воздуху тепловой поток (кВт)

$$Q = Q_0 + N, \qquad \text{(XIII.11)}$$

где Q_0 — тепловой поток от нижнего источника (например, забортной воды), т. е. холодопроизводительность машины, кВт.

Значит

$$\mu = \frac{Q_0}{N} + 1 = \varepsilon + 1.$$

Из этих выражений видно, что передаваемый воздуху тепловой поток Q больше теплового потока $Q' = N$, эквивалентного затрачиваемой мощности, на величину Q_0 или (в относительных единицах) на величину холодильного коэффициента ε.

Более точно эффективность работы холодильной машины в режиме теплового насоса оценивается по выражению

$$\mu = \frac{Q - Q_{эв}}{N_э}, \qquad \text{(XIII.12)}$$

а теплопроизводительность кондиционера (кВт)

$$Q = Q_0 + N_э k + Q_{эв}, \qquad \text{(XIII.13)}$$

где $N_э$ — мощность, потребляемая электродвигателем компрессора, кВт;
$Q_{эв}$ — тепловой эквивалент мощности электровентилятора (обычно невелик в сравнении с Q), кВт;
k — коэффициент, учитывающий потери тепла компрессором и его электродвигателем.

Для всех местных автономных кондиционеров и тех групповых автономных, в которых компрессор и электродвигатель обдуваются обрабатываемым воздухом, можно считать $k = 1$, так как все тепло попадает в отапливаемые помещения. Для центральных и групповых неавтономных кондиционеров $k < 1$.

Величина коэффициента преобразования $\mu = (Q - Q_{эв})/N_э$ показывает, во сколько раз больше тепла можно получить в тепловом насосе по сравнению с простым электроподогревом воздуха при затратах одной и той же электрической мощности $N_э$. Она в действительных условиях работы кондиционера может быть в пределах 2,5—5 [32], а это значит, что стоимость тепла, полученного в тепловом насосе, приблизительно в 2—4 раза меньше стоимости электроподогрева воздуха.

Целесообразность применения теплового насоса или подогрева воздуха паром вспомогательных котлов можно оценить по следующим ориентировочным соотношениям.

Тепло (кВт), подводимое к воздуху тепловым насосом,

$$Q \approx \mu N_э = B_1 Q_н^р \eta_е \eta_{ген} \eta_с \eta_{эд} \mu. \qquad \text{(XIII.14)}$$

Это же тепло (кВт), подводимое с паром вспомогательных котлов,

$$Q = B_2 Q_н^р \eta_к \eta_{тр}. \qquad \text{(XIII.15)}$$

В этих формулах

B_1 — расход топлива в дизель-генераторе, вырабатывающем электроэнергию для двигателя компрессора, кг/с;

B_2 — расход топлива в котле для получения пара, идущего на подогрев воздуха в кондиционере, кг/с;

$Q_н^р$ — теплота сгорания топлива, которую можно считать одинаковой для топлива, сжигаемого в дизеле, и топлива, сжигаемого в котле, кДж/кг;

$\eta_е$ — эффективный к. п. д. дизеля;

$\eta_{ген}$ — к. п. д. электрогенератора;

$\eta_с$ — к. п. д. электросети от генератора к двигателю компрессора;

$\eta_{эд}$ — к. п. д. электродвигателя компрессора;

$\eta_к$ — к. п. д. вспомогательного котла;

$\eta_{тр}$ — коэффициент, учитывающий потери тепла в паропроводе от котла к кондиционеру.

Соотношение расходов топлива

$$\frac{B_2}{B_1} = \mu \frac{\eta_е \eta_{ген} \eta_с \eta_{эд}}{\eta_к \eta_{тр}}. \qquad \text{(XIII.16)}$$

В расчете можно принять следующие реальные значения: $\eta_е = 0{,}38$; $\eta_{ген}\eta_{эд} = 0{,}86$; $\eta_с = 0{,}98$; $\eta_к = 0{,}87$; $\eta_{тр} = 0{,}99$.

Тогда

$$\frac{B_2}{B_1} = 0{,}37\mu.$$

При реальных значениях μ от 2,5 до 5 величина $B_2/B_1 = 0{,}93 \div 1{,}86$, т. е. в большинстве случаев расход топлива на паровой нагрев воздуха больше, чем на нагрев с помощью теплового насоса. Обычно для судовых установок кондиционирования воздуха $\mu = 3 \div 4$, и тепловой насос потребует в 1,1—1,5 раза меньший расход топлива. При этом не будет необходимости в дополнительном паровом воздухонагревателе и паропроводах. Однако в холодильной машине, предназначенной для работы и в режиме теплового насоса, появляются некоторые дополнительные элементы.

Принципиальные схемы работы холодильной машины для охлаждения (летом) и подогрева (зимой) воздуха в кондиционере показаны на рис. 188. В установке с системой непосредственного охлаждения воздуха для его нагрева хладагентом (рис. 188, *а*) в машине небходим переключатель режимов *ПР*, представляющий собой четырехходовой клапан, и дополнительный регулирующий клапан $РК_2$ (при одном *РК* необходим еще один четырехходовой клапан). При системе рассольного (водяного) охлаждения (рис. 188, *б*) необходимы дополнительные водяные трубопроводы и запорная арматура. Перевод холодильной машины в режим теплового насоса осуществляется реверсированием, т. е. изменением

направления движения хладагента или теплоносителя (рассола, воды).

В первой схеме (рис. 188, *а*) в режиме охлаждения хладагент из компрессора *К* через *ПР* поступает в конденсатор *Кн*, а оттуда через дроссель (регулирующий клапан) $РК_1$ в испаритель-воздухоохладитель *ВО-ВН*, откуда он отсасывается компрессором через *ПР* (ход хладагента показан сплошными стрелками). В режиме теплового насоса сжатый горячий пар хладагента из компрессора поступает в испаритель, в данном случае играющий роль конденсатора-воздухонагревателя. Здесь он конденсируется, отдавая

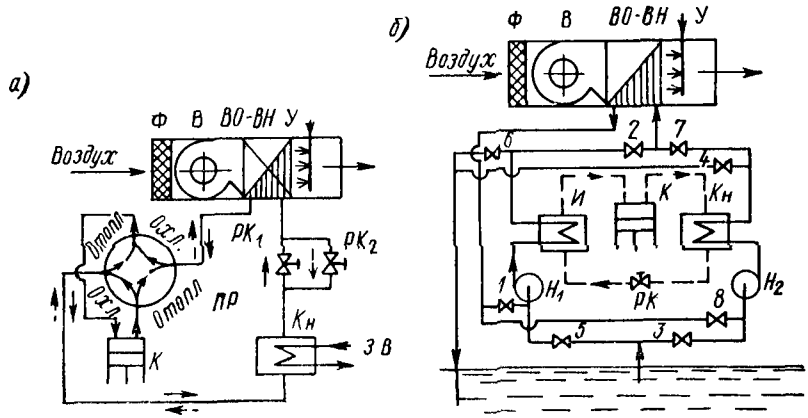


Рис. 188 Схемы использования холодильных машин в качестве теплового насоса: *а* — при системе непосредственного испарения; *б* — при рассольном (водяном) охлаждении.

тепло воздуху. Жидкий хладагент из *ВО-ВН* через дроссель $РК_2$ поступает в конденсатор *Кн*, служащий в этом режиме испарителем. Здесь он, испаряясь, получает тепло от забортной воды. Пары хладагента из конденсатора-испарителя *Кн* отсасываются компрессором *К* через переключатель режимов *ПР* (ход хладагента показан штриховыми стрелками).

В схеме с водяным охлаждением (рис. 188, *б*) в летнем режиме вода насосом $Н_1$ прокачивается через воздухоохладитель *ВО-ВН* кондиционера и испаритель *И* холодильной машины. В кондиционере вода нагревается, а в испарителе отдает воспринятое тепло. В это время забортная вода прокачивается насосом $Н_2$ через конденсатор *Кн*, охлаждая его, и уходит за борт. Клапаны, *1, 2, 3* и *4* открыты, а клапаны *5*, *6*, *7* и *8* закрыты.

В зимнем режиме вода прокачивается насосом $Н_2$ по замкнутому контуру через кондиционер и конденсатор. В конденсаторе она нагревается, а в кондиционере отдает воспринятое тепло. Забортная вода прокачивается насосом $Н_1$ через испаритель, охлаждается в нем и уходит за борт. Клапаны *5*, *6*, *7* и *8* открыты, а клапаны *1*, *2*, *3* и *4* закрыты. В этом случае машина работает при

повышенном, по сравнению с режимом охлаждения, давлении конденсации и пониженном давлении кипения.

Холодильные машины можно заблаговременно проектировать с учетом их работы в режиме теплового насоса. Однако, как видно из рассмотренных выше схем, холодильная установка может быть превращена в теплонасосную установку без особых трудностей и затрат.

Схема холодильной машины судового автономного кондиционера с тепловым насосом «Нептун-125», устройство и характеристики которого рассматривались в гл. VI, показана рис. 189 (авторское свидетельство О. П. Литвинова № 244347 от 27.XI.67 г., кл. 17а, 21). Для удобства будем называть испаритель *4* внутренним теплообменником, а конденсатор *1* внешним теплообменником. Их требуемую поверхность теплообмена рассчитывают в режиме охлаждения, а прочность того и другого — из условия работы при максимально допустимом давлении конденсации.

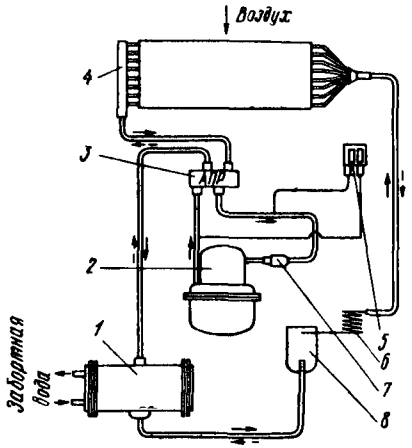


Рис. 189. Схема холодильной машины — теплового насоса кондиционера «Нептун-125».

Автоматический переключатель режимов работы (АПР) *3* выполнен в виде четырехходового клапана. Он обеспечивает подачу сжатых паров Ф-22 в наружный (в режиме охлаждения) или во внутренний (в режиме теплового насоса) теплообменники и всасывание паров компрессором соответственно из того или другого теплообменника. Сплошной стрелкой на рисунке показано направление движения Ф-22 в системе в режиме охлаждения, а штриховой — в режиме теплового насоса. В режиме охлаждения сжатые в компрессоре *2* пары конденсируются во внешнем теплообменнике (конденсаторе) *1*, из которого жидкий фреон направляется через бачок-осушитель *8* и капилляр *6* во внутренний теплообменник (испаритель-воздухоохладитель) *4*, откуда через АПР *3* и фильтр *7* пары отсасываются компрессором. В режиме теплового насоса сжатые в компрессоре пары поступают (через всасывающий коллектор) во внутренний теплообменник *4*, являющийся в данном случае конденсатором-воздухонагревателем, и там конденсируются, обеспечивая нагрев воздуха. Жидкий фреон выходит из теплообменника *4* через распределитель жидкости, проходит последовательно капилляр *6* и бачок-осушитель *8* и поступает во внешний теплообменник *1*, являющийся в этом режиме испарителем. В теплообменнике *1* фреон кипит, отнимая тепло от забортной воды, а пары отсасываются компрессором.

Поскольку емкости внутреннего и внешнего теплообменников различны, а по своему назначению (конденсатор, испаритель) в режимах охлаждения и теплового насоса они меняются местами, необходимо изменять количество фреона, заполняющего систему в том и другом режимах. Для этого предназначена дополнительная емкость в виде бачка-осушителя *8*. В режиме охлаждения бачок-осушитель заполняется жидким фреоном, вследствие чего уменьшается количество заполняющего систему фреона, а в режиме теплового насоса фреон из емкости поступает в систему, увеличивая ее заполнение. Это обеспечивает необходимое дросселирование фреона в режиме теплового насоса при более низкой, чем в режиме охлаждения, температуре кипения и приблизительно том же давлении конденсации (в некоторых схемах тепловых насосов автономных конденсаторов для этого используется дополнительный капилляр). Позицией *5* на рис. 189 обозначено реле давления.

Путем экспериментальных исследований при указанных в § 24 номинальных внешних параметрах (температурах воздуха — наружного и в помещении — и забортной воды) были определены номинальные характеристики работы холодильной машины кондиционера «Нептун-125» в режиме теплового насоса: температура кипения $t_0 = -(5 \div 6)^\circ$ С; температура всасывания $t_{вс} = 2 \div 3^\circ$ С ($\Delta t_{вс} = 7 \div 9^\circ$ С); температура конденсации $t_к = 40^\circ$ С; температура переохлажденного жидкого фреона $t_и = 35^\circ$ С; теплопроизводительность кондиционера $Q = 11{,}6$ кВт (10 000 ккал/ч); потребляемая компрессором мощность $N = 4$ кВт; коэффициент преобразования $\mu = 2{,}9$.

В случае перевода существующей холодильной машины в режим теплового насоса необходимо произвести анализ возможных температур и давлений в цикле машины для определенных внешних условий.

Как показывают расчеты теоретических циклов для поршневой холодильной машины на Ф-12, наиболее приемлемым диапазоном температур при работе в режиме теплового насоса являются температура кипения $t_0 = -5 \div +10^\circ$ С и температура конденсации $t_к = 50^\circ$ С. При $t_к > 50^\circ$ С ухудшаются характеристики цикла теплового насоса, так как при этом увеличивается мощность компрессора, уменьшается теплопроизводительность, а следовательно, и значение μ. Кроме того, величина $t_к$ ограничивается из-за высоких давлений конденсации: при $t_к = 50^\circ$ С $p_к$ составляют 1,2 МПа для Ф-12 и 1,95 МПа для Ф-22.

Снижение $t_к$ также нежелательно, так как при низких ее значениях может нехватить теплообменной поверхности испарителя (в данном случае конденсатора) для нужного нагрева воздуха или воды, идущей в кондиционер. В той и другой системах (непосредственного нагрева воздуха или с помощью промежуточного теплоносителя — воды) при $t_к = 50^\circ$ С можно получить температуру воздуха за кондиционером около 40° С, т. е. в пределах действующих норм. По данным расчетов [19] для большинства теплообменников, рассчитанных на режим охлаждения, поверхности теплообмена до-

статочно и в режиме отопления при температуре греющей воды 42—44° С, которую можно получить при $t_к \approx 50°$ С.

Уменьшение t_0 ниже —5° С опасно из-за возможности замерзания воды в конденсаторе-испарителе и нецелесообразно, так как это приводит к увеличению разности давлений конденсации и кипения $p_к - p_0$ более 1,0 МПа. Последнее опасно с точки зрения возможности использования существующих холодильных машин в качестве тепловых насосов по условиям прочности (раньше расчетные нормы $p_к - p_0$ составляли: 0,8 МПа — для Ф-12 и 1,2 МПа — для Ф-22). Кроме того, при снижении t_0 уменьшается величина μ. Температура $t_0 = -5°$ С является минимальной при подаче в испаритель забортной воды с температурой 0—1° С.

Увеличение t_0 приводит к росту μ, так как относительное повышение теплопроизводительности машины превышает относительный прирост мощности компрессора. Однако увеличение t_0 более 10° С не рекомендуется, так как это может привести к тому, что мощность компрессора будет больше мощности установленного электродвигателя. Температуру забортной воды для увеличения t_0 до 10° С можно повысить подмешиванием к ней теплой воды из систем охлаждения двигателей, конденсаторов и т. п.

Для проектируемой холодильной машины — теплового насоса наиболее эффективным является Ф-22. Если эксплуатируемую машину переводят в режим отопления, то наиболее подходящими с точки зрения давлений $p_к$ будут фреоны-12 и -142 (последний, хотя и допускает увеличение $t_к$ до 70° С даже при $t_0 = -10°$, но имеет меньшую эффективность, т. е. более низкое значение μ), если при этом холодопроизводительность машины будет достаточной (не менее требуемой).

Если учесть, что сейчас для парокомпрессорных холодильных машин, работающих на любом хладагенте, расчетная разность давлений $p_к - P_0$ увеличена до 1,7 МПа, наиболее выгодными для теплового насоса являются Ф-22 и аммиак.

Стоимость кондиционера с тепловым насосом повышается приблизительно на 5—10% по сравнению со стоимостью обычного кондиционера. Габаритные размеры и массы практически не изменяются.

Тепловые насосы в системах кондиционирования воздуха применяются как в стационарных условиях, так и на судах (английское гидрографическое судно «Видал», пассажирское судно «Южный крест», пассажирский лайнер «Саутерн Кросс» с СКВ, обеспечивающей $Q_0 = 2630$ кВт и $Q = 3080$ кВт при $\mu = 3{,}66$).

На некоторых судах применение кондиционера с тепловым насосом — единственно возможный вариант, позволяющий обеспечить круглогодичное кондиционирование воздуха при заданных массах, габаритах и мощностях. Так, на отечественном судне на подводных крыльях «Мир-П» [52] поршневая холодильная машина — тепловой насос обеспечивает $\mu = 3{,}7$ при следующих условиях: в летнем режиме $t_п = 23 \div 25°$ С, $t_н = 30 \div 32°$ С; в зимнем режиме $t_п = 20 \div 22°$ С, $t_н = 0°$ С.

В некоторых случаях холодильная машина, используемая по прямому назначению, служит одновременно и тепловым насосом (см. теплофикационный цикл в § 54).

В системах тепловых насосов могут применяться не только парокомпрессорные холодильные машины, но и машины других типов: воздушные, пароэжекторные и абсорбционные.

ГЛАВА

XIV

ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ И ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПОРШНЕВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ

§ 65
Рабочий процесс в поршневом холодильном компрессоре

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В КОМПРЕССОРЕ

В технической термодинамике идеальным газовым поршневым компрессором считается компрессор, в котором осуществляется изотермическое сжатие и нет вредного пространства.

Работу компрессора холодильной машины нужно рассматривать в комплексе с аппаратами в цикле этой машины.

Для нерегенеративного цикла одноступенчатой холодильной машины идеальным компрессором был бы такой, в котором пар сжимался бы вначале адиабатически до температуры конденсации $t_к$, а затем изотермически до давления конденсации. Это приближает цикл холодильной машины к обратному циклу Карно. В цикле с полной регенерацией наиболее экономичным было бы изотермическое сжатие. Такие процессы практически неосуществимы. Поэтому за идеальный компрессор (сравнительный образец) условно принимают компрессор с адиабатическим сжатием, не имеющий вредного пространства.

Теоретический рабочий процесс в таком компрессоре показан на рис. 190, *а*. Всасывание (процесс *4—1*) происходит при постоянном давлении, равном давлению p_0 в испарителе, сжатие — по адиабате (процесс *1—2*), а нагнетание (процесс *2—3*) при постоянном давлении $p_к$ конденсации. Теоретическая производительность компрессора (кг/с)

$$G_т = \frac{V_h}{v_1}, \qquad \text{(XIV.1)}$$

где v_1 — удельный объем всасываемого компрессором пара (в точке *1* на диаграмме), м³/кг;

V_h — секундный объем, описываемый поршнями компрессора, м³/с,

$$V_h = V_{\text{ц. р}} \frac{n}{60} z = \frac{\pi D^2}{4} S \frac{n}{60} z = \frac{\pi}{240} D^2 S n z, \qquad \text{(XIV.2)}$$

где $V_{\text{ц. р}}$ — рабочий объем цилиндра компрессора, $м^3$;
D — диаметр цилиндра, м;
S — ход поршня, м;
n — частота вращения вала компрессора, об/мин;
z — число цилиндров.

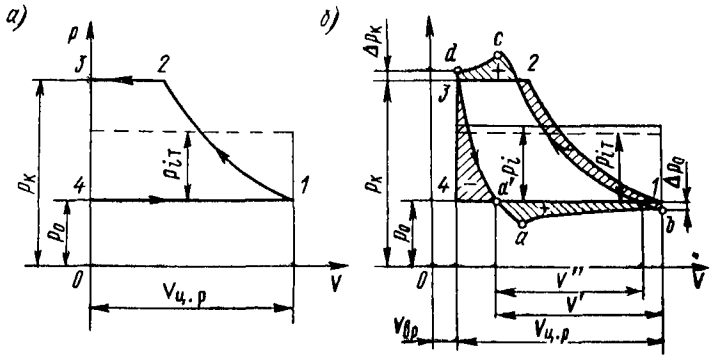


Рис. 190. Теоретическая (*а*) и действительная (*б*) индикаторные диаграммы поршневого холодильного компрессора.

Холодопроизводительность идеального компрессора (кВт)

$$Q_{0т} = G_т q_0 = V_h q_v, \qquad \text{(XIV.3)}$$

где q_0 и q_v — удельные соответственно массовая и объемная холодопроизводительности, кДж/кг и кДж/м³.

Теоретическая мощность (кВт)

$$N_т = G_т l_т, \qquad \text{(XIV.4)}$$

где $l_т$ — теоретическая удельная работа (кДж/кг), затрачиваемая в компрессоре на сжатие 1 кг пара,

$$l_т = \frac{k}{k-1} p_0 v_1 \left[\left(\frac{p_к}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \cdot 10^3. \qquad \text{(XIV.5)}$$

Теоретическая мощность (кВт) может быть выражена и так:

$$N_т = V_h l_{тv}, \qquad \text{(XIV.6)}$$

где теоретическая удельная работа (кДж/кг), затрачиваемая на сжатие 1 м³ всасываемого пара,

$$l_{тv} = \frac{k}{k-1} p_0 \left[\left(\frac{p_к}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \cdot 10^3. \qquad \text{(XIV.7)}$$

В формулах (XIV.5) и (XIV.7) p_0 в МПа, а k — показатель адиабаты.

Как видно из формул (XIV.7) и (XIV.6), величина $l_{тv}$ выражает среднее индикаторное давление $p_{iт}$ (кПа) в цикле с идеальным компрессором (рис. 190, *а*), т. е. ординату в теоретической индикаторной диаграмме, умножение которой на секундный объем V_h, описываемый поршнями компрессора, даст площадь, равновеликую площади индикаторной диаграммы, эквивалентной мощности $N_т$ (кВт).

Если производную выражения (XIV.7) для $l_{тv}$ по давлению p_0 приравнять нулю, то можно найти, что максимального значения $l_{тv}$ достигает при $p_к/p_0 = \sqrt[k-1]{k^k}$.

Величина показателя адиабаты k для различных хладагентов различна (см. табл. 22). Однако оказывается, что при различных значениях k максимальной величине $l_{тv}$ соответствует $p_к/p_0 \approx 3$. Эта зависимость приблизительно подтверждается и для реальных холодильных компрессоров, т. е. максимальную мощность компрессор потребляет при $p_0 = 0{,}33\, p_к$.

Удобнее определять теоретическую мощность (кВт) через разность энтальпий (кДж/кг) пара хладагента в начале i_1 и в конце i_2 адиабатического сжатия

$$N_т = G_т (i_2 - i_1) = \frac{V_h \Delta i_{ад}}{v_1}. \qquad \text{(XIV.8)}$$

ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В КОМПРЕССОРЕ

Действительный рабочий процесс *abcda* (рис. 190, б) в поршневом компрессоре холодильной машины существенно отличается от теоретического процесса *1—2—3—4*, изображенного там же для сравнения. Эти отличия заключаются в следующем.

1. В реальном компрессоре всегда есть вредное пространство $V_{вр}$, образованное зазором между поршнем и крышкой и клапанными каналами, объем которого составляет 1,5—5% рабочего объема цилиндра. Значит, полный объем реального компрессора, равный $V_{ц.р} + V_{вр}$ больше полного (являющегося рабочим) объема идеального компрессора. Поэтому оставшийся во вредном пространстве сжатый пар при обратном ходе поршня будет расширяться (процесс $da'a$) до тех пор, пока давление в цилиндре не понизится настолько, что из испарителя в него начнет поступать свежий пар. Если не считать сопротивления всасывающего тракта, то всасывание свежей порции пара начинается в точке a', а объем засасываемого пара равен V'.

2. Из-за гидравлического сопротивления всасываемого тракта (в основном клапанов) давление в цилиндре в период всасывания ниже давления в испарителе. Причем наибольшее снижение давления (наибольшая депрессия) будет перед тем, как откроются всасывающие клапаны (линия $a'a$), так как для их открытия необ-

ходимо преодолеть силы инерции и пружин клапанов. Точка a указывает на фактическое начало открытия всасывающих клапанов.

Относительная величина падения давления при всасывании $\Delta p_0/p_0 \approx 0{,}02 \div 0{,}10$ зависит от величины давления p_0 кипения и хладагента (для фреонов значительно больше, чем для аммиака), а также от скорости движения пара в клапанах $w_{кл}$. По данным М. И. Френкеля [141], депрессия в нижней мертвой точке (н. м. т.) не равна нулю, если критерий $M = w_{кл}/w_{зв} \geqslant 0{,}25$ (где $w_{зв}$ — скорость звука при параметрах всасываемого пара), и тем больше, чем выше М. Давление в н. м. т., как правило, ниже давления p_0 при работе на фреонах-12 и -22 и практически равно ему при работе на аммиаке.

Пар в состоянии, характеризуемом точкой b, в конце действительного всасывания будет менее плотным, чем в конце теоретического процесса всасывания (точка *1*). Поэтому после приведения к давлению p_0 кипения действительный объем пара, поступившего в цилиндр, будет равен объему $V'' < V'$.

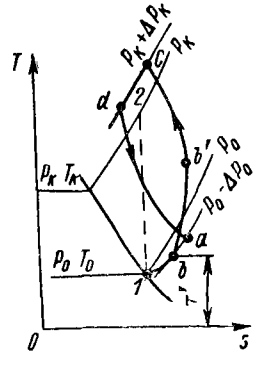


Рис 191. Процессы в действительном компрессоре.

3. Из-за сопротивления нагнетательных клапанов и всего тракта давление нагнетания (процесс cd) выше давления $p_к$ конденсации ($\Delta p_к \approx 0{,}01 \div 0{,}1$ МПа). Это также приводит к потерям производительности (так как объем расширившихся из вредного пространства паров будет больше) и к увеличению затрат энергии.

4. Холодный пар, идущий из испарителя в цилиндр, соприкасаясь с нагретыми в предыдущем процессе сжатия стенками цилиндра, поршнем, всасывающими клапанами, нагревается. Объем его увеличивается, а массовая зарядка цилиндра и производительность компрессора вследствие этого уменьшаются. Затраты энергии, отнесенные к 1 кг сжатого хладагента, возрастают.

В отличие от предыдущих, объемные и энергетические потери вследствие подогрева паров не видны на индикаторной диаграмме и относятся к числу так называемых невидимых потерь.

5. Сжатие в компрессоре (рис. 191) сопровождается теплообменом: в начале процесса (линия bb') тепло идет от стенок к пару, а в конце (линия $b'c$) — от пара к стенкам. На диаграмме линией 1—b показано изменение состояния пара при всасывании: понижение давления из-за депрессии в клапанах и увеличение температуры из-за подогрева (в данном случае из испарителя в компрессор поступает сухой насыщенный пар), а также охлаждение стенками оставшегося во вредном пространстве пара (процесс cd) и его расширение с одновременным теплообменом со стенками при обратном ходе поршня (процесс da). Температура пара в конце расширения (точка a) выше температуры всасываемого пара (точка b), что способствует подогреву последнего перед сжатием.

Указанные отличия реального процесса сжатия от теоретического вызывают увеличение затрачиваемой работы, которое на диаграмме sT (рис. 191) выражается приблизительно площадью, заключенной между адиабатой *1—2* и линией действительного процесса всасывания и сжатия *1—bb'c*.

6. При работе машины неизбежны перетечки паров хладагента через клапаны из-за их неплотности или несвоевременного закрытия. Кроме того, возможны утечки хладагента через поршневые кольца, сальники компрессора и др. Все это вызывает объемные и энергетические потери.

7. В процессах сжатия и обратного расширения в компрессоре возможны конденсация и испарение хладагента. Во фреоновых компрессорах, кроме того, происходит доиспарение фреона из масло-фреонового раствора, поступающего в компрессор из испарителя. Эти явления также приводят к объемным и энергетическим потерям в действительном компрессоре.

8. Энергетические потери реального компрессора в сравнении с идеальным связаны также с затратами на механическое трение, величина которого зависит в основном от V_h.

§ 66
Коэффициенты, характеризующие объемные и энергетические потери (рабочие коэффициенты компрессора)

Все *объемные потери*, т. е. потери производительности, в реальном компрессоре учитываются коэффициентом подачи λ, который представляет собой отношение действительно поданного компрессором количества хладагента G_0 (действительной массовой производительности) к его теоретической производительности $G_т$ при одинаковых параметрах пара на всасывании и том же давлении нагнетания.

Коэффициент подачи

$$\lambda = \frac{G_0}{G_т} = \frac{G_0}{V_h/v_1} = \frac{G_0 v_1}{V_h} = \frac{V_0}{V_h}, \qquad \text{(XIV.9)}$$

где V_0 — действительный объем пара, засасываемого компрессором, в состоянии перед всасывающим патрубком компрессора, при давлении кипения p_0 (действительная объемная производительность компрессора), м³/с.

Очень трудно учесть точно все объемные потери в реальном компрессоре. Коэффициент подачи условно выражают как произведение четырех основных коэффициентов

$$\lambda = \lambda_с \lambda_{др} \lambda_w \lambda_{пл}, \qquad \text{(XIV.10)}$$

где $\lambda_с$ — объемный коэффициент;
$\lambda_{др}$ — коэффициент дросселирования;
λ_w — коэффициент подогрева;
$\lambda_{пл}$ — коэффициент плотности.

Объемный коэффициент, учитывающий основную часть объемных потерь вследствие наличия вредного пространства и расширения сжатого пара из него, представляет собой отношение (рис. 190, *б*)

$$\lambda_c = \frac{V'}{V_{ц.р}}$$

или, после выражения объема V' через $V_{ц\ р}$, $V_{вр}$, $p_к/p_0$ и преобразования, получим

$$\lambda_c = 1 - c\left[\left(\frac{p_к}{p_0}\right)^{1/m} - 1\right], \qquad \text{(XIV.11)}$$

где $c = V_{вр}/V_{ц.р}$ — относительная величина вредного пространства (0,015—0,05);

m — показатель политропы обратного расширения пара из вредного пространства, принимаемый приблизительно 1,0 для фреоновых (с перегревом паров на всасывании) и 1,1 для аммиачных компрессоров.

Коэффициент дросселирования

$$\lambda_{др} = \frac{V''}{V'}$$

учитывает объемные потери вследствие депрессии во всасывающих клапанах. Для температур кипения до —30° С он приближенно может быть принят равным 0,93—0,97. По данным испытаний Б. Л. Цырлиным открытых компрессоров при обычных режимах на фреонах-12 и -22 $\lambda_{др}$ соответственно составляет 0,94—0,98 и 0,98—1,0.

В целом объемные потери из-за вредного пространства и депрессии при всасывании, видимые на индикаторной диаграмме, оцениваются индикаторным коэффициентом всасывания

$$\lambda_{инд} = \lambda_c\lambda_{др} = \frac{V'}{V_{ц.р}} \cdot \frac{V''}{V'} = \frac{V''}{V_{ц.р}},$$

называемым также объемным к. п. д. индикаторной диаграммы, который с учетом выражения (XIV.11), может быть определен по формуле

$$\lambda_{инд} = \frac{p_0 - \Delta p_0}{p_0} - c\left[\left(\frac{p_к + \Delta p_к}{p_0}\right)^{1/m} - \frac{p_0 - \Delta p_0}{p_0}\right]. \qquad \text{(XIV.12)}$$

Объемные потери от теплообмена всасываемого пара со стенками цилиндра, поршнем и клапанами оцениваются коэффициентом подогрева λ_w.

Исходя из представления о постоянстве давления пара в процессе подогрева при всасывании, проф. И. И. Левиным были

предложены эмпирические формулы для определения λ_w. Например, для прямоточных компрессоров простого действия

$$\lambda_w = \frac{T_0}{T_к}, \qquad \text{(XIV.13)}$$

где T_0 и $T_к$ — абсолютные температуры кипения и конденсации, К.

Значения λ_w для аммиачных прямоточных компрессоров средней и крупной производительности составляют 0,8—0,96 соответственно в диапазоне $p_к/p_0 = 9 \div 2$.

Однако эта, как и другие формулы И. И. Левина, мало надежны для расчета λ_w современных холодильных машин. Они были получены более 30 лет назад на основе испытаний малонапряженных и малооборотных машин теперь уже устаревшей конструкции. Современные холодильные компрессоры являются высокооборотными и напряженными, нередко герметичными, работают в машинах с регенеративными циклами и т. п. Рабочий процесс в них существенно отличается от процесса испытанных тогда машин именно из-за большого влияния теплообмена и т. п.

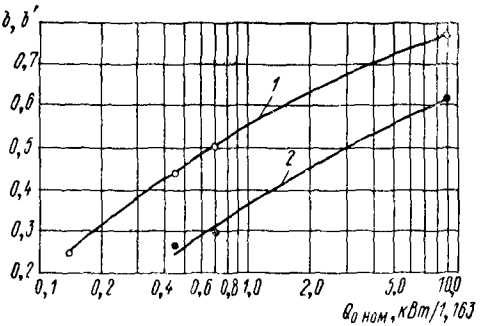


Рис. 192 Зависимость коэффициента b в формуле (XIV.14) от номинальной холодопроизводительности герметичного компрессора при свободном (кривая *1*) и принудительном (кривая *2*) движении воздуха у кожуха.

Для малых герметичных и бессальниковых компрессоров В. Б. Якобсон [159] рекомендует формулу:

$$\lambda_w = \frac{T_{вс}}{aT_к + b\Delta t_{вс}}, \qquad \text{(XIV.14)}$$

где $T_{вс}$ — абсолютная температура всасываемых компрессором паров (у всасывающего патрубка), К;

$\Delta t_{вс}$ — перегрев всасываемых компрессором паров, $\Delta t_{вс} = t_{вс} - t_0$, °С;

a и b — постоянные.

Коэффициент a показывает зависимость температурного уровня компрессора от температуры коиденсации. Для малых герметичных и бессальниковых компрессоров $1 < a \leqslant 1{,}15$ (с уменьшением размеров компрессора a приближается к большему пределу).

Коэффициент b характеризует зависимость объемных потерь от теплообмена компрессора с окружающим воздухом. При увеличении размеров компрессора влияние внешнего теплообмена падает и коэффициент b растет от 0,25 (в компрессоре домашнего холодильника) до 0,8 (в компрессоре холодопроизводительностью

12 кВт), что отражено на рис. 192. Как видно из рисунка, принудительное движение воздуха у кожуха компрессора снижает величину b и повышает λ_w.

Для открытых (сальниковых) средних и крупных компрессоров пока нет обобщенной и достаточно точной зависимости для λ_w, хотя рабочий процесс этих компрессоров многократно исследовался. Необходимо пользоваться опытными данными. На рис. 193, *в* представлена зависимость λ_w от отношения $p_к/p_0$ для современного компрессора марки АУУ-90 при работе на Ф-12 с $t_к$= 30÷40° С (данные Б. Л. Цырлина).

Потери от подогрева пара, учитываемые коэф-

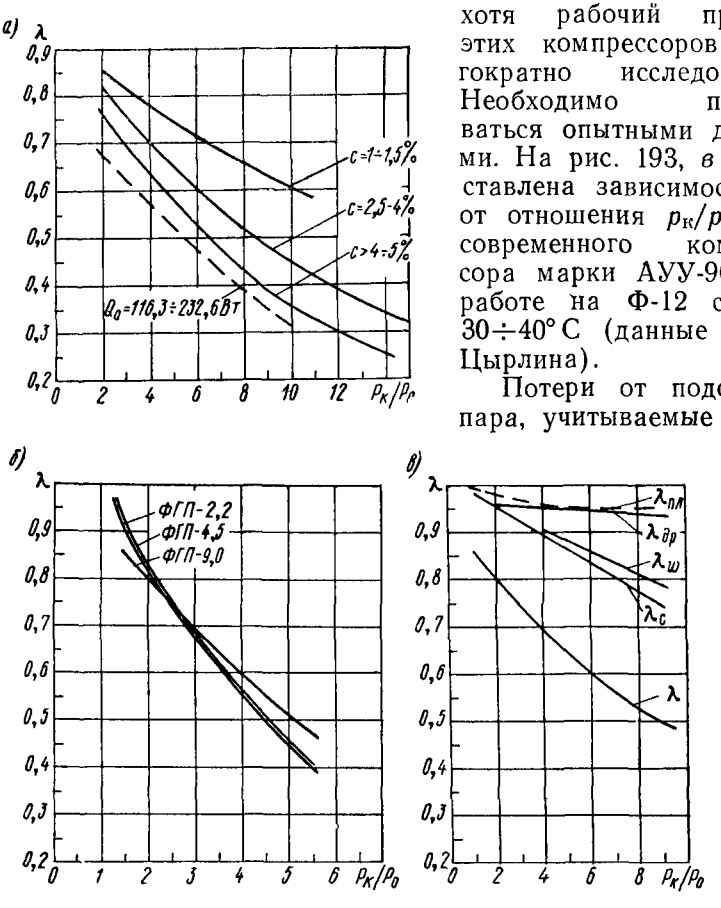


Рис. 193. Коэффициент подачи: *а* — герметичных фреоновых (Ф-12) компрессоров по данным В. Б. Якобсона; *б* — герметичных компрессоров (Ф-22; c=3%) отечественных судовых автономных кондиционеров; *в* — теплонапряженного открытого компрессора АУУ-90 (на Ф-12 при $t_к$=30÷40° С, c= =4,5%; там же показаны кривые для отдельных коэффициентов, характеризующих объемные потери).

фициентом λ_w, велики даже в компрессорах с эффективным водяным охлаждением (при водяном охлаждении λ_w повышается). Еще больше они в компрессорах, охлаждаемых воздухом (например, в компрессоре ФУС-12 λ_w приблизительно такой же или даже ниже, чем λ_c).

Перетечки и утечки хладагента в реальном компрессоре учитываются коэффициентом плотности, который для машин, находящихся в хорошем техническом состоянии, принимают $\lambda_{пл}=0{,}96\div0{,}98$.

Скрытые, не видимые на индикаторной диаграмме, объемные потери

$$\lambda_{скр}=\lambda_{w}\lambda_{пл}. \qquad \text{(XIV.15)}$$

Таким образом, коэффициент подачи

$$\lambda=\lambda_{инд}\lambda_{скр}. \qquad \text{(XIV.16)}$$

Приближенно коэффициент подачи

$$\lambda=\lambda_{c}\lambda_{w}, \qquad \text{(XIV.17)}$$

поскольку коэффициенты λ_c и λ_w учитывают основную величину объемных потерь в компрессоре.

В случае работы герметичного или бессальникового компрессора влажным ходом, при всасывании пара с сухостью $0{,}8<x<1$, коэффициент подачи принимают [159]

$$\lambda_{x}=x\lambda. \qquad \text{(XIV.18)}$$

На величину рабочих коэффициентов, в том числе и коэффициента подачи, основное влияние оказывают величина вредного пространства c и степень повышения давления в компрессоре, т. е. отношение $p_к/p_0$. Поэтому для определения λ проектируемого компрессора лучше воспользоваться опытными зависимостями $\lambda=f(p_к/p_0, c)$ для однотипных с ним компрессоров. Такие зависимости для некоторых современных герметичных и открытых компрессоров приведены на рис. 193. Из герметичных компрессоров наиболее распространены компрессоры с относительным объемом мертвого пространства $c=2{,}5\div4{,}0\%$ (у компрессоров типа ФГП $c=3\%$).

При работе открытого компрессора (например АУУ-90) на Ф-22 потери от дросселирования и подогрева несколько меньше, чем при работе на Ф-12. Коэффициент подачи в этом случае выше в среднем на 7%, а при $p_к/p_0=7\div9$ до 12% (абсолютных).

При интенсивном (водяном) охлаждении коэффициент подачи компрессора увеличивается.

Поскольку значения λ на графиках даны для номинальной (в соответствии с ГОСТ 9666—61 и ГОСТ 10613—63) температуры всасываемого фреона $t_{вс.ном}=15°$ С, найденный по рис. 193 коэффициент подачи в случае, если $t_{вс}\neq15°$ С или при принудительном движении воздуха у кожуха герметичного (бессальникового) компрессора пересчитывают по формуле

$$\lambda'=\lambda\frac{aT_к+b(15-t_0)}{aT_к+b'(t_{вс}-t_0)}. \qquad \text{(XIV.19)}$$

Значения b и b' находят по рис. 192. Для герметичных компрессоров принимают $a=1{,}1$, для бессальниковых $a=1{,}0$.

Энергетические потери в реальном компрессоре можно подразделить на внутренние (индикаторные), механические (потери на трение) и электрические (в электродвигателе). Вследствие этих потерь мощность, подводимая к валу компрессора, и тем более потребляемая электродвигателем из сети, увеличивается по сравнению с теоретической мощностью компрессора.

Внутренние энергетические, или индикаторные, потери обусловлены гидравлическим сопротивлением во всасывающих и нагнетательных клапанах и теплообменом в цилиндре (для герметичных, кроме того, и внутри кожуха) компрессора. На величине индикаторных потерь особенно сильно сказывается теплообмен при сжатии, вызывающий отклонение действительного процесса сжатия от адиабатического.

Влияние вредного пространства, теплообмен при обратном расширении и перетечки пара из полости в полость на величине индикаторных потерь сказываются меньше.

Энергетические потери в реальном компрессоре учитываются индикаторным, механическим (а в сумме эффективным) к. п. д. и к. п. д. электродвигателя.

Индикаторный (адиабатический) к. п. д. η_i — это отношение работы, затраченной на 1 кг холодильного агента в идеальном компрессоре, к индикаторной работе, затраченной на 1 кг холодильного агента в действительном компрессоре,

$$\eta_i = \frac{l_т}{l_i} = \frac{N_т/G_т}{N_i/G_0} = \frac{G_0/G_т}{N_i/N_т} = \frac{\lambda}{\rho}, \qquad \text{(XIV.20)}$$

где $\rho = \frac{N_i}{N_т} = \frac{p_i}{p_{iт}}$ — отношение индикаторной мощности к теоретической, или средних индикаторных давлений действительного и идеального компрессоров, называемое коэффициентом индикаторного давления; оно учитывает полноту индикаторной диаграммы.

Величина ρ может быть найдена как отношение площадей действительной и теоретической индикаторных диаграмм, отличающихся одна от другой на площадки, обозначенные на рис. 190, *б* знаками плюс и минус. Она может быть как больше, так и меньше единицы ($\rho = 0{,}95 \div 1{,}05$). В аммиачных компрессорах величины ρ несколько меньше, чем во фреоновых.

После подстановки в формулу (XIV.20) выражения для $N_т$ из формулы (XIV.8) и простого преобразования получим

$$\eta_i = \frac{N_{ад}}{N_i}, \qquad \text{(XIV.21)}$$

где $N_{ад}$ — теоретическая (адиабатическая) мощность реального компрессора, кВт

$$N_{ад} = G_0 \Delta i_{ад}; \qquad \text{(XIV.22)}$$

$\Delta i_{ад} = i_2 - i_1$ — адиабатический теплоперепад в теоретическом процессе сжатия в компрессоре, кДж/кг.

Для оценки индикаторного к. п. д. поршневых холодильных компрессоров пока нет надежных расчетных формул. Поэтому лучше воспользоваться опытными данными для современных герметичных и открытых компрессоров, часть которых приведена на рис. 194.

Как и коэффициент подачи λ, индикаторный к. п. д. в основном зависит от степени повышения давления в компрессоре $p_к/p_0$, а также от теплонапряженности, системы охлаждения и конструктивных особенностей компрессора.

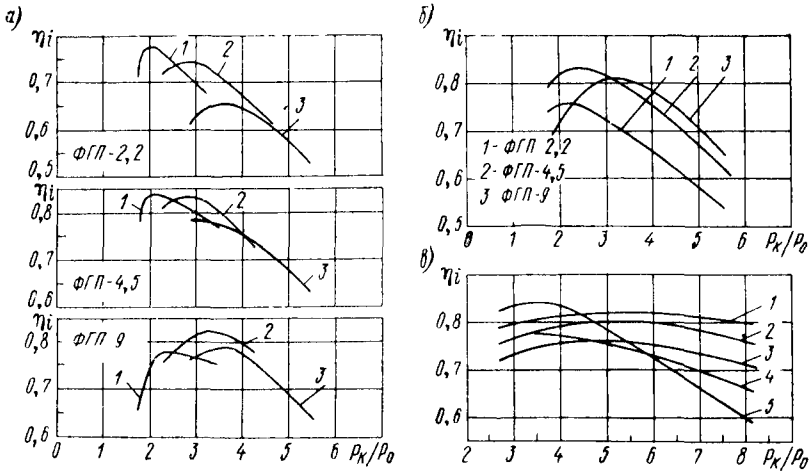


Рис. 194. Опытные значения индикаторных к. п. д.

а — герметичных компрессоров типа ФГП судовых автономных кондиционеров в зависимости от температуры конденсации при $t_0=-10\div10°$ С.

1 — $t_к=30°$ С; *2* — $t_к=40°$ С; *3* — $t_к=50°$ С;

б — герметичных компрессоров типа ФГП (осредненные значения для $t_к=30\div50°$ С); *в* — открытых компрессоров по данным Б. Л. Цырлина;

1 — ААУ-90 на фреоне-22 ($c=4,5\%$); *2* — АУУ-90 (на фреоне-12, усовершенствованные всасывающие клапаны, $c=3,9\%$); *3* — АУУ-90 (на фреоне-12, $c=4,5\%$); *4* — АУ-30 (на аммиаке, $c=5\%$); *5* — ФУС-12 (на фреоне-12, $c=2,5\%$).

Как видно из сопоставления зависимостей $\eta_i=f(p_к/p_0)$ для открытых компрессоров (рис. 194, *в*), у фреоновых компрессоров, особенно на фреоне-12 для компрессора ФУС-12, четко выражен максимум при $p_к/p_0=3,5\div5$. Снижение η_i при меньших значениях $p_к/p_0$ связано с потерями в клапанах, а при $p_к/p_0\geqslant5$ возрастают потери от подогрева, расширения и перетечек. Потери в клапанах аммиачного компрессора АУ-30 невелики, поэтому для него падающая кривая $\eta_i=f(p_к/p_0)$.

При эффективном охлаждении компрессора η_i выше (сравни η_i для компрессора АУУ-90 с водяным охлаждением и для компрессора ФУС-12 с воздушным охлаждением). Отсутствие водяного охлаждения у компрессора ФУС-12 приводит к более резкому снижению η_i при высоких $p_к/p_0$. Однако вследствие меньших депрессий на всасывании при малых значениях $p_к/p_0$ величина η_i для компрессора ФУС-12 выше, чем для компрессора АУУ-90.

Наличие охлаждающей рубашки в верхней части цилиндров увеличивает коэффициент подачи и индикаторный к. п. д. приблизительно на 5% у аммиачных машин и машин, работающих на Ф-22, и менее целесообразно для машин, работающих на Ф-12.

Повышение частоты вращения вала компрессора способствует уменьшению потерь от теплообмена со стенками цилиндров, но увеличивает дроссельные потери. Потери от неплотности снижаются. Отмечается, что увеличение частоты вращения вала приводит к небольшому повышению коэффициента подачи и индикаторного к. п. д. компрессора до определенной величины, после чего влияние дроссельных потерь проявляется в большей степени, чем влияние потерь от теплообмена, и значения λ, η_i уменьшаются.

Индикаторная мощность компрессора (кВт)

$$N_i = \frac{N_{ад}}{\eta_i}. \qquad \text{(XIV.21а)}$$

Потери на трение в компрессоре учитываются механическим к. п. д.

$$\eta_м = \frac{N_i}{N_e}, \qquad \text{(XIV.23)}$$

где N_e — эффективная мощность компрессора (подводимая к валу).

Надежных обобщенных данных для определения $\eta_м$ пока нет. Ориентировочно для открытых и герметичных компрессоров можно принимать $\eta_м = 0{,}88 \div 0{,}92$. По данным Б. Л. Цырлина на открытые компрессоры холодопроизводительностью от 20 до 500 кВт можно распространить результаты испытаний компрессора АУУ-90: при работе на Ф-12 и Ф-22 ($p_к/p_0 = 2 \div 7$) соответственно $\eta_м = 0{,}91 \div 0{,}89$ и $\eta_м = 0{,}9 \div 0{,}87$, а при работе на аммиаке ($p_к/p_0 = 3 \div 8$) $\eta_м = 0{,}9 \div 0{,}85$.

Эффективная мощность компрессора (кВт) может быть выражена формулой

$$N_e = N_i + N_{тр}, \qquad \text{(XIV.24)}$$

где $N_{тр}$ — мощность трения (кВт)

$$N_{тр} = 10^3 p_{iтр} V_h. \qquad \text{(XIV.25)}$$

Удельное давление трения $p_{iтр}$ для фреоновых компрессоров можно принимать 0,03—0,05, а для аммиачных 0,05—0,07 МПа.

Мощность (кВт), потребляемая электродвигателем компрессора из сети,

$$N_э = \frac{N_e}{\eta_{эд}}, \qquad \text{(XIV.26)}$$

где $\eta_{эд}$ — к. п. д. электродвигателя.

Номинальный к. п. д. трехфазных электродвигателей герметичных компрессоров может быть принят равным 0,78—0,84. Для электродвигателей открытых компрессоров значения $\eta_{эд}$ выбирают из характеристик электродвигателя.

Основными энергетическими показателями холодильного компрессора являются эффективный

$$\varepsilon_e = \frac{Q_0}{N_e} \qquad \text{(XIV.27)}$$

и электрический

$$\varepsilon_э = \frac{Q_0}{N_э} \qquad \text{(XIV.28)}$$

холодильные коэффициенты. Первым из них обычно оценивают открытые компрессоры, а вторым — герметичные и бессальниковые.

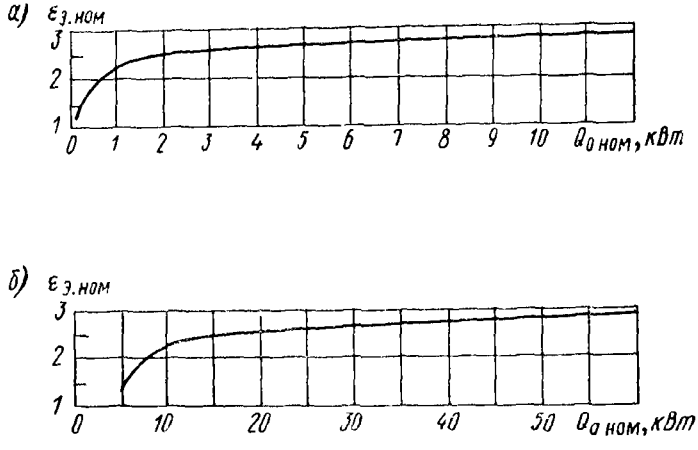


Рис. 195. Зависимости электрического холодильного коэффициента герметичных, бессальниковых и открытых компрессоров от их холодопроизводительности в номинальном (стандартном) режиме: *а* — для компрессоров типов ФГ, ФБС, ФВ; *б* — для малых и средних открытых компрессоров типов ФВ, ФУ и ФУУ.

Величина электрического холодильного коэффициента герметичного (бессальникового) компрессора в номинальном[1] режиме $\varepsilon_{э.ном}$ зависит от номинальной холодопроизводительности компрессора $Q_{0\,ном}$: чем больше производительность, тем меньше потери в собственно компрессоре и во встроенном электродвигателе, а значит, выше $\varepsilon_{э.ном}$ (рис. 195). Кривая $\varepsilon_{э.ном} = f(Q_{0\,ном})$ на рис. 195, *а* построена В. Б. Якобсоном для малых поршневых герметичных, бессальниковых и открытых компрессоров типов ФГ, ФБС и ФВ стандартной холодопроизводительностью до 12 кВт, а также ротационных компрессоров, работающих на фреонах-12,

[1] Для компрессоров типа ФГП, работающих на Ф-22, номинальному режиму соответствуют: $t_0 = 5°$ С ($p_0 = 0{,}59$ МПа), $t_к = 40°$ С ($p_к = 1{,}55$ МПа, $p_к/p_0 \approx 2{,}6$), $t_{вс} = 15°$ С, а для среднетемпературных компрессоров (типов ФГ, ФБС, ФВ, ФУ, ФУУ) $t_0 = -15°$ С, $t_к = 30°$ С и $t_{вс} = 15°$ С (стандартный режим, для фреонов-12 и -22 при этом $p_к/p_0 \approx 4$).

-22, -502 с синхронной частотой вращения вала 1500 и 3000 об/мин. Кривая на рис. 195, *б* для малых открытых, бессальниковых и средних открытых компрессоров построена нами по каталожным данным для судовых компрессорно-конденсаторных агрегатов типа МАК и МАКБ с компрессорами типов ФВ, ФВБС, ФУ и ФУУ

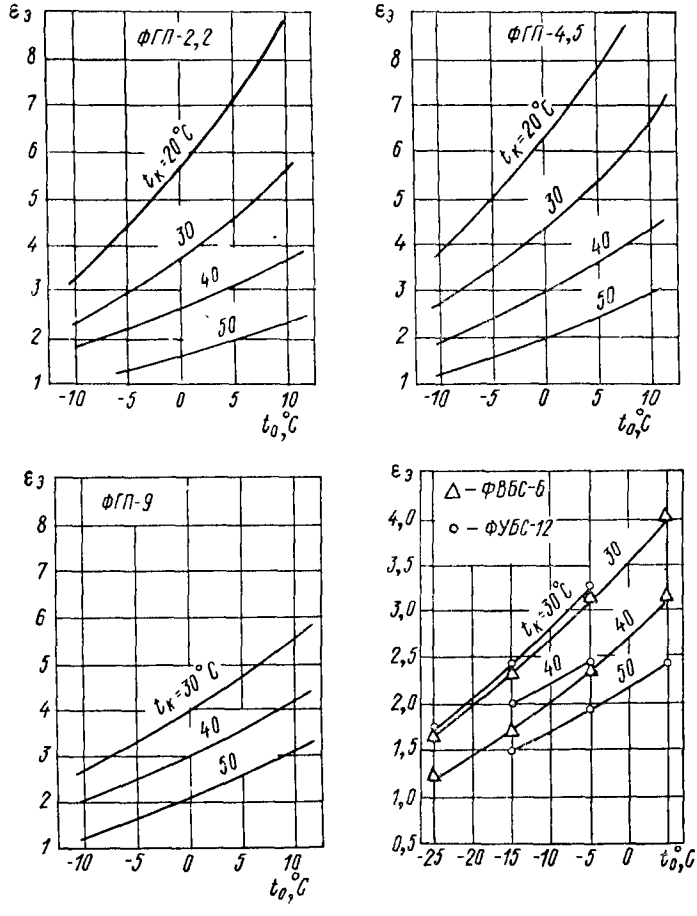


Рис. 196. Электрический холодильный коэффициент герметичных фреоновых (Ф-22) компрессоров типа ФГП и бессальниковых компрессоров ФВБС-6 и ФУБС-12 (фреоны-12, -22 и -502).

стандартной холодопроизводительностью от 5 до 110 кВт, работающих на Ф-12. Для компрессоров типа ФГП (Ф-22, режим кондиционирования) $\varepsilon_{э.ном} \approx 3{,}25$ при $Q_{0\,ном} \approx 2{,}4$ кВт и $\varepsilon_{э.ном} = 3{,}7$ при $Q_{0\,ном} = 5 \div 12$ кВт.

Зависимости величины $\varepsilon_э$ от режима работы (t_0 и $t_к$) малых герметичных и бессальниковых компрессоров при $t_{вс} = 15°C$ приведены на рис. 196.

В случае принудительного движения воздуха у кожуха компрессора, а также всасывания пара с температурой $t_{вс} \neq 15°$ С

$$\varepsilon'_э = \varepsilon_э \frac{aT_к + b(15 - t_0)}{aT_к + b'(t_{вс} - t_0)}, \qquad \text{(XIV.29)}$$

где b и b' находят из рис. 192 и $1 < a \leqslant 1{,}1$.

При влажном ходе компрессора

$$\varepsilon_{э.х} = x\varepsilon_э. \qquad \text{(XIV.30)}$$

Для определения $\varepsilon_э$, а значит, и $N_э$, в любом режиме при его известном значении в номинальном режиме $\varepsilon_{э.ном}$ можно вос-

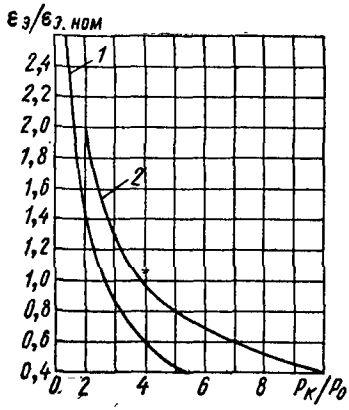


Рис. 197. Относительный электрический холодильный коэффициент при различных режимах работы малых компрессоров.

1 — типа ФГП; *2* — среднетемпературных типов ФГ, ФВ, ФВБС, ФУБС.

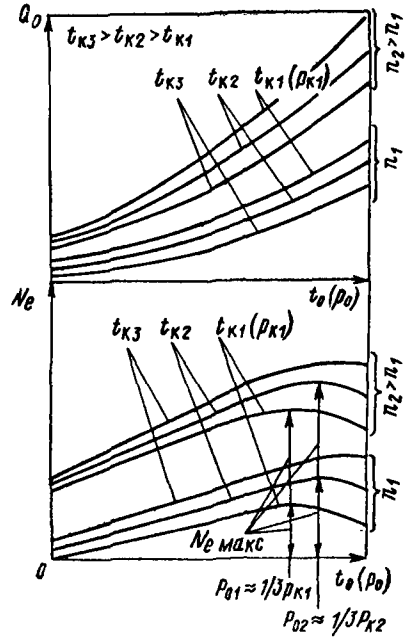


Рис. 198. Характеристики холодильной машины с поршневым компрессором.

пользоваться графиками $\varepsilon_э/\varepsilon_{э.ном} = f(p_к/p_0)$, приведенными на рис. 197 для герметичных фреоновых (Ф-22) компрессоров типа ФГП судовых автономных кондиционеров (кривая *1*) и для среднетемпературных малых холодильных компрессоров типов ФГ, ФВ, ФВБС, ФУБС, работающих на фреонах -12, -22, -502 (кривая *2*).

Выше были рассмотрены различные коэффициенты, характеризующие объемные и энергетические потери в поршневых холодильных компрессорах, и влияющие на них факторы. Следует иметь в виду, что уменьшение коэффициентов подачи означает и уменьшение индикаторной мощности, в то время как мощность трения практически мало изменяется при перемене режима работы компрессора.

Основное влияние на рабочие коэффициенты и характеристики машины (Q_0, N_e, ε_e или $\varepsilon_э$) оказывают внешние эксплуатационные условия, т. е. температуры (давления) кипения $t_0(p_0)$ и конденсации $t_к(p_к)$, которые определяются режимом охлаждения объекта и температурой забортной воды. Поэтому характеристики машины обычно представляются в виде зависимостей, показанных на рис. 198.

С увеличением частоты вращения вала n возрастают холодопроизводительность Q_0 и потребляемая мощность N_e компрессора.

Повышение температуры (давления) конденсации $t_к(p_к)$ при неизменной температуре (давлении) кипения $t_0(p_0)$ приводит к уменьшению Q_0 (снижаются удельная объемная холодопроизводительность q_v хладагента и коэффициент подачи компрессора) и увеличению N_e (возрастает степень повышения давления в компрессоре). При повышении температуры конденсации на 1° С холодопроизводительность Q_0 малых компрессоров уменьшается на 0,5—1,5%.

Снижение температуры кипения t_0 при постоянной температуре конденсации $t_к$ вызывает падение Q_0 и N_e $\left(\text{для } N_e \text{ при } p_0 < \frac{1}{3} p_к\right)$ так как сильно уменьшается величина q_v, а производительность компрессора снижается более интенсивно, чем возрастает удельная работа сжатия в компрессоре. Максимум потребляемой мощности, как отмечалось выше, наблюдается при $p_0 \approx \frac{1}{3} p_к$. При понижении температуры кипения на 1° С холодопроизводительность компрессора уменьшается на 3—4%.

Для малых холодильных компрессоров, на основе обработки данных В. Б. Якобсона, можно рекомендовать следующие приближенные зависимости:

$$\frac{Q_0}{Q_{0\,ном}} \approx 0{,}3 + 6{,}63\,(p_0 - 0{,}1 p_к); \qquad \text{(XIV.31)}$$

$$\frac{N_э}{N_{э.\,ном}} \approx [0{,}0164 + 0{,}00063\,(t_к - 30)]\,(25 + t_0) + 0{,}8. \qquad \text{(XIV.32)}$$

Изменение частоты вращения вала малых герметичных и бессальниковых компрессоров на режимах, отличных от номинального, по данным [159], может быть оценено в зависимости от нагрузки электродвигателя

$$\frac{n}{n_{синхр}} = 0{,}986 - 0{,}0367\left(\frac{N_э}{N_{э.\,ном}} - 0{,}6\right), \qquad \text{(XIV.33)}$$

где n — частота вращения вала в данном режиме;

$n_{синхр}$ — синхронная частота вращения вала электродвигателя компрессора.

§ 67
Расчет цикла машины и подбор компрессора

Цикл холодильной машины рассчитывают и строят на основе следующих данных: температуры кипения t_0 (известной из расчета воздухоохладителя непосредственного испарения; при рассольном воздухоохладителе $t_0 = t_{w1} - (3 \div 5)^\circ$ С, где t_{w1} — температура рассола на входе в воздухоохладитель); температура забортной воды $t_{з.в}$, по которой определяют темпе-

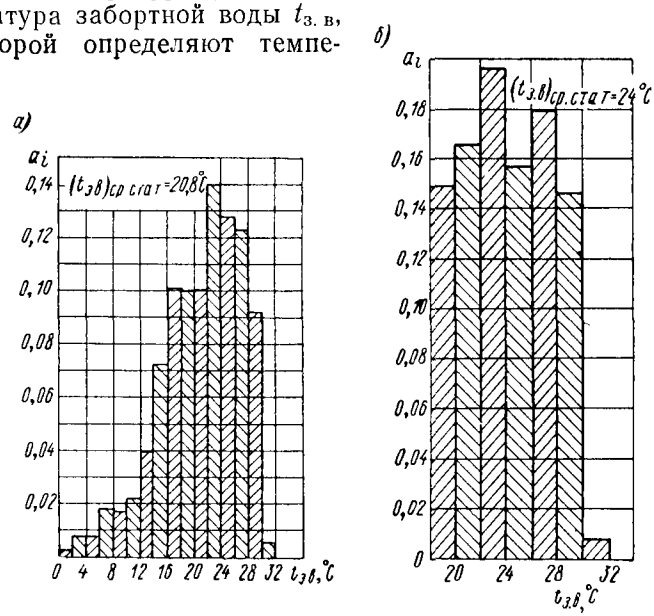


Рис. 199. Гистограммы распределения температур забортной воды для основных направлений плавания судов из Черного моря в южные районы мирового океана: *а* — во всем диапазоне изменения $t_{з.в}$ (от $t_{з.в} = 0^\circ$ С до $t_{з.в} = t_{з.в\ макс}$; *б* — в диапазоне от $t_{з.в} = 19^\circ$ С до $t_{з.в.} = t_{з.в.\ макс}$ (для условного летнего периода).

a_i — частота случаев наблюдения $t_{з.в}$ в i-м интервале ее значений.

ратуру конденсации $t_к = t_{з.в} + (6 \div 12)^\circ$С; температуры всасываемых компрессором паров $t_{вс}$ (зависит от наличия или отсутствия регенерации в цикле, типа компрессора и др.); температуры переохлаждения жидкого хладагента в конденсаторе или после него $t_и$.

Температуру забортной воды принимают по нормативным или справочным материалам в зависимости от района плавания судна. Исходя из условия определения максимальной мощности компрессора при $p_0 \approx \frac{1}{3} p_к$ величину $p_к$ по требованию Регистра СССР принимают при $t_{з.в} = 32^\circ$ С. Для условий плавания судна в тропических районах при расчете холодильной машины принимают $t_{з.в} = 28 \div 30^\circ$ С. Однако, как показывают специальные наблюдения,

среднестатистическая температура забортной воды ниже рекомендуемой для расчетов.

На рис. 199 представлены гистограммы распределения температур забортной воды для основных направлений плавания судов из Черного моря в Японию, Индию, Вьетнам, Южную Америку, на Кубу по данным трехлетнего периода (1967—1969 гг.) эксплуатации судов (более 6000 замеров $t_{з.в}$ на входе в машинное отделение). Даже для условного летнего периода (при $t_{э.в}>19°C$, рис. 199, *б*) средняя статистическая температура $t_{з.в}=24°C$ суще-

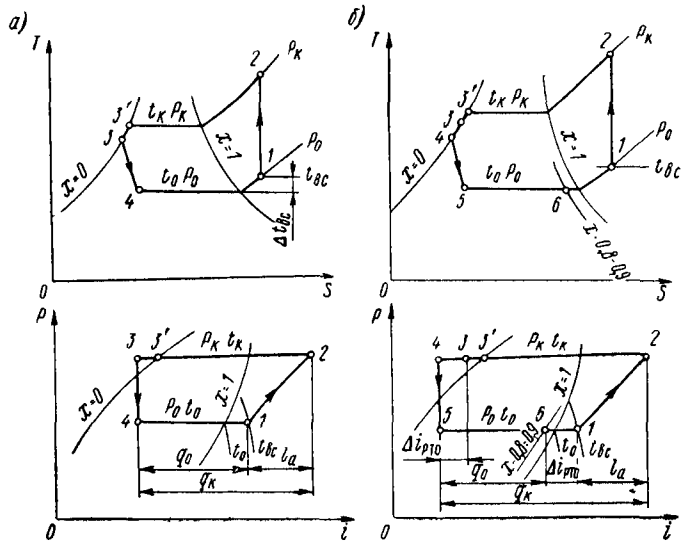


Рис. 200. Теоретический цикл парокомпрессорной холодильной машины: *а* — без регенерации; *б* — с регенерацией.

ственно ниже, чем рекомендуемая для расчетов в нормативных материалах. Это позволяет для получения лучших эксплуатационных показателей принимать в расчетах холодильных установок более низкую величину $t_{з.в}$, чем наибольшая, наблюдаемая в этом районе плавания, с учетом того, что при максимальных значениях $t_{з.в}$, а значит, и максимальной тепловой нагрузке на установку могут кратковременно подключаться дополнительные компрессоры. В судовых установках кондиционирования воздуха, вероятно, можно обходиться и без этих дополнительных компрессоров, поскольку Санитарные правила требуют поддержания заданных параметров воздуха в помещениях не менее 70% эксплуатационного времени, а температуры $t_{з.в}>24°C$ наблюдаются в 22—32% случаев, т. е. практически не более, чем допустимо.

В нерегенеративных циклах можно принимать: $t_{вс}=t_0+(5\div7)°C$ — для аммиачных машин и $t_{вс}=t_0+(10\div20)°C$ — для фреоновых. Следует иметь в виду, что повышение полезного (в ис-

парителе) перегрева паров на 1°С вызывает рост холодопроизводительности, например, малых компрессоров на 0,2—0,3%. В циклах с регенерацией перегрев паров на всасывании $\Delta t_{во} = t_{во} - t_0$ может быть и более высоким (до 30°С в зависимости от t_0: чем ниже t_0, тем выше $\Delta t_{вс}$).

Температура переохлажденного хладагента $t_и = t_к - (2 \div 5)$°С, при этом чем больше разность $t_к - t_{з.в}$, тем ниже $t_и$.

По этим характерным температурам строят теоретический цикл холодильной машины (рис. 200). При этом точку *4* в регенеративном цикле (рис. 200, *б*) находят на изобаре $p_к$ по энтальпии $i_4 = i_3 - \Delta i_{РТО} = i_3 - (i_1 - i_6)$, где i_6 — энтальпию пара перед регенеративным теплообменником (РТО), т. е. на выходе из испарителя, принимают по величине степени сухости пара $x = 0{,}8 \div 0{,}9$ и давлению кипения p_0.

Таблица 25

Параметры состояния хладагента в характерных точках цикла

Точки цикла	Параметры			
	t, °С	p, МПа	v, м³/кг	i, кДж/кг
1				
2				
3				
4				
5				
6				

Для последующего расчета холодильной машины, основных ее элементов, трубопроводов и подбора арматуры целесообразно, пользуясь диаграммами и таблицами свойств хладагентов, составить таблицу параметров хладагента в основных точках цикла (табл. 25).

Затем определяют:

— удельную массовую холодопроизводительность $q_0 = i_1 - i_4$ кДж/кг — для цикла без регенерации (рис. 200, *а*) или $q_0 = i_6 - i_5$ кДж/кг — для цикла с регенерацией (рис. 200, *б*);

— удельную объемную холодопроизводительность $q_v = q_0/v_1$ кДж/м³, где v_1 — удельный объем всасываемых компрессором паров, м³/кг;

— коэффициент подачи компрессора λ (по методике, изложенной в предыдущем параграфе);

— объем, описываемый поршнями компрессора (м³/с),

$$V_h = \frac{Q_0}{q_v \lambda} = \frac{V_0}{\lambda} = \frac{Q_0 v_1}{q_0 \lambda} = \frac{G_0 v_1}{\lambda}, \qquad \text{(XIV.34)}$$

где Q_0 — требуемая рабочая холодопроизводительность компрессора, кВт;

V_0 и G_0 — действительная объемная (м³/с) и массовая (кг/с) производительности компрессора.

По величине V_h может быть подобран компрессор необходимой холодопроизводительности из числа выпускаемых промышленностью. Однако лучше подбирать компрессор по требуемой холо-

допроизводительности при определенных условиях (режиме) работы.

Холодопроизводительность одного и того же компрессора, как было показано в § 66, при постоянной частоте вращения вала, но разных эксплуатационных условиях (разных температурах, давлениях кипения и конденсации и т. п.) различна.

Чтобы можно было сопоставить компрессоры между собой и правильно их выбрать по заданным условиям работы, в холодильной технике для универсальных одноступенчатых компрессоров приняты стандартные и плюсовые фреоновые условия (циклы); последние называются также условиями кондиционирования воздуха. Все эти условия (параметры соответствующего цикла) приведены в табл. 26.

Таблица 26

Сравнительные температурные условия для холодильных машин

Условия (циклы) работы машины	Температура, °С			
	конденсации $t_к$	переохлаждения жидкого хладагента водой $t_и$	кипения t_0	всасываемых паров $t_{вс}$
Стандартные для аммиачных компрессоров	30	25	—15	—10
Стандартные для фреоновых компрессоров	30	25	—15	+15
Плюсовые фреоновые для открытых компрессоров	35	30	5	15
Плюсовые фреоновые для герметичных компрессоров	40	35	5	15

Холодопроизводительность и другие параметры при указанных условиях обозначаются соответственно буквенными индексами «с» и «к», например $Q_{0с}$, $Q_{0к}$.

Заданную требуемую рабочую холодопроизводительность можно пересчитать на любую из указанных в табл. 26 и по ней из каталогов подбирать один или несколько холодильных компрессоров.

Пересчет возможен из условия неизменности объема, описываемого поршнями компрессора при любом режиме его работы[1],

$$V_h = \frac{Q_0}{q_v\lambda} = \frac{Q_{0с}}{q_{vс}\lambda_с} = \frac{Q_{0к}}{q_{vк}\lambda_к}, \qquad \text{(XIV.35)}$$

где величины $q_{vс}$, $\lambda_с$ и $q_{vк}$, $\lambda_к$ находят по изложенной выше методике после построения стандартного цикла или цикла, соответствующего плюсовым условиям (кондиционирования воздуха). При определении q_0 и q_v для стандартных и плюсовых условий, указанных в табл. 26, учитывают переохлаждение жидкости, но

[1] В соответствии с формулой (XIV.33), при изменении режима работы герметичных и бессальниковых компрессоров по N_e в три раза частота вращения вала n изменяется всего на 4—5%.

не принимают во внимание перегрев всасываемых компрессором паров (на выходе из испарителя сухой пар).

Тогда стандартная, например, холодопроизводительность найдется по рабочей

$$Q_{0c} = Q_0 \frac{q_{vc}\lambda_c}{q_v\lambda}. \qquad \text{(XIV.35а)}$$

В табл. 27 приведены значения q_{vc}, $q_{vк}$ (кДж/м³) для основных хладагентов. В ней же указаны значения отношений давлений конденсации и кипения $p_к/p_0$, по которым могут быть найдены величины λ_c, $\lambda_к$, из соответствующих графиков для прототипа — компрессора, близкого к подбираемому.

Таблица 27

Удельная объемная холодопроизводительность (кДж/м³) и отношение давлений $p_к/p_0$ основных хладагентов при различных условиях работы машины

Хладагент	Условия работы					
	стандартные		кондиционирования воздуха для компрессоров			
			открытых (сальниковых)		герметичных	
	q_{vc}	$(p_к/p_0)_c$	$q_{vк}$	$(p_к/p_0)_к$	$q_{vк}$	$(p_к/p_0)_к$
Аммиак	2216	4,94	4625,8	2,62	4380	3,01
Ф-22	2409	4,05	4206,8	2,32	4000	2,63
Ф-12	1334	4,07	2633,8	2,34	2572	2,64
Ф-142	688	4,95	1491	2,61	1440	3,00
Ф-40	1270	4,49	2540	2,46	2480	2,80
Ф-11	209,7	6,30	501	2,99	490	3,37
Ф-21	374	6,00	869	2,91	845	3,40
Ф-114	397	5,55	933	2,78	871	3,23
Ф-290	1940	3,78	3632	2,24	3470	2,52
Ф-С318	533	5,23	1272	2,73	1190	3,17

Холодопроизводительность компрессора при условиях кондиционирования воздуха приблизительно в два раза больше, чем при стандартных условиях. По этой стандартной Q_{0c} (или другой пересчитанной) холодопроизводительности и подбирают компрессор.

Если предусмотрено проектирование нового компрессора, то по величине V_h определяют его диаметр и ход поршня при обосновании частоты вращения вала и числа цилиндров, как это излагается в следующем параграфе.

§ 68
Тепловой расчет и определение основных размеров компрессора

Тепловой расчет компрессора начинается с построения цикла холодильной машины. Порядок расчета и построения цикла был рассмотрен в предыдущем параграфе. Здесь следует отметить особенность цикла машины с герметичным или бессаль-

никовым компрессором (рис. 201), в котором происходит подогрев паров до попадания их в клапанную коробку за счет тепла, выделяемого встроенным электродвигателем и блоком цилиндров, в кожухе компрессора (процесс *5—1*).

В этом случае температуру паров во всасывающей полости t_1 принимают на 15—30° С выше температуры $t_{вс}$ всасываемых компрессором паров (во всасывающем патрубке компрессора). Для большей надежности работы компрессора температуру $t_{вс}$ в номинальном режиме принимают $t_{вс}=t_0+(7\div12)$° С, хотя возможно и всасывание компрессором сухих или влажных, со степенью сухости $x=0{,}8\div0{,}9$, паров фреона.

Однако объемная производительность (м³/с) герметичного компрессора, как и открытого, определяется по параметрам во всасывающем патрубке

$$V_0 = G_0 v_{вс} = \frac{Q_0}{q_0} v_{вс}, \qquad \text{(XIV.36)}$$

где $v_{вс}=v_5$ — удельный объем паров во всасывающем патрубке компрессора (в точке *5* цикла на рис. 201), м³/кг.

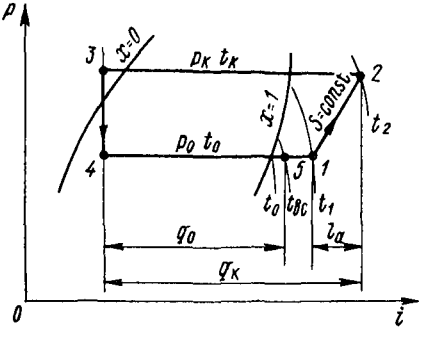


Рис. 201. Теоретический цикл холодильной машины с герметичным или бессальниковым компрессором.

Далее по методике, изложенной в § 66 и 67, определяют рабочие коэффициенты и к. п. д. компрессора, его мощности и показатели работы. При определении адиабатической мощности компрессора $N_{ад}=G_0\Delta i_{ад}$ кВт находят $\Delta i_{ад}=i_2-i_1$, где i_1 и i_2 — энтальпии паров хладагента в начале и в конце адиабатического сжатия в компрессоре.

Величины депрессий на всасывании и нагнетании ориентировочно принимают $\Delta p_0\approx0{,}005\div0{,}05$ МПа и $\Delta p_к\approx0{,}01\div0{,}1$ МПа (большие значения для мелких герметичных компрессоров), а затем уточняют в результате газодинамического расчета всасывающих и нагнетательных клапанов (см. § 69). Если уточненные значения Δp_0 и $\Delta p_к$ существенно отличаются от ранее принятых, тепловой расчет компрессора повторяют при этих новых Δp_0 и $\Delta p_к$.

Основные размеры компрессора могут быть определены из уравнения (XIV.2) для объема (м³/с), описываемого его поршнями, и соотношения (XIV.9) $V_0=\lambda V_h$, т. е.

$$V_h = \frac{V_0}{\lambda} = \frac{\pi}{240} D^2 S z n.$$

Обычно диаметр цилиндра (м) находят по формуле

$$D = \sqrt[3]{\frac{240 V_h}{\pi m n z}}, \qquad \text{(XIV.37)}$$

где $m=S/D$ — отношение хода поршня к диаметру цилиндра.

При выборе основных параметров компрессора (m, n, z) и средней скорости поршня (м/с)

$$c_m = \frac{Sn}{30}$$

руководствуются следующими общими соображениями, согласующимися с практикой конструирования поршневых холодильных компрессоров. Один и тот же требуемый секундный объем компрессора V_h можно получить при различных комбинациях числа цилиндров, частоты вращения вала и соотношений между ходом поршня и диаметром цилиндра. Выбор общей схемы компрессора и числа цилиндров основывается главным образом на стремлении полностью или хотя бы частично уравновесить силы инерции и получить плавную диаграмму тангенциальных усилий, позволяющую облегчить или полностью исключить маховик. Судовые компрессоры обычно выполняют многоцилиндровыми: герметичные с $z=1$; 2; 4, а открытые и бессальниковые с $z=2$; 4; 6; 8; 16.

Частота вращения вала компрессора является важнейшим его параметром. Она определяет геометрические размеры цилиндров, массу компрессора, работу трения и клапанов, массу и экономичность приводного двигателя и многие рабочие коэффициенты компрессора. Современным компрессорам свойственны повышенные частоты вращения вала. Однако при этом растут средняя скорость поршня, силы инерции, депрессии в клапанах из-за повышенных скоростей пара и инерции движущихся частей клапанных устройств.

Максимальное ускорение сил инерции (м/с^2), достигаемое в верхней мертвой точке поршня (при среднем нормальном отношении радиуса кривошипа к длине шатуна, равном 0,18—0,22),

$$j_{\text{макс}} \approx 6{,}6Sn^2 10^{-3}. \qquad \text{(XIV.38)}$$

Удельные силы инерции (МПа), определяемые как произведение ускорения сил инерции на массу поступательно-возвратно движущихся частей, деленное на площадь поршня, будут равны

$$q_{\text{макс}} = 8{,}4\frac{GSn^2}{D^2}\cdot 10^{-9}, \qquad \text{(XIV.39)}$$

где G — масса поступательно-возвратно движущихся частей, куда входят комплектный поршень, поршневой палец и $^1/_3$ часть массы шатуна, кг.

Для малых герметичных компрессоров обычно $m=S/D=0{,}5\div 0{,}8$, а $n=1370\div 1410$ об/мин или $n\approx 2700$ об/мин (исходя из синхронной частоты вращения 1500 или 3000 об/мин для тока частотой 50 Гц).

Рекомендуемые частоты вращения вала и средние скорости поршня в зависимости от хода поршня для открытых холодильных компрессоров приведены на рис. 202.

Для получения более компактных конструкций компрессора за счет увеличения частоты вращения вала с одновременным сохранением умеренной средней скорости поршня и умеренных величин удельных сил инерции необходимо применять короткоходовые машины, т. е. снижать отношение $m=S/D$ и стремиться к снижению массы поступательно-возвратно движущихся частей, главным образом поршня.

Для одноступенчатых бескрейцкопфных компрессоров, работающих на аммиаке, фреонах-22 и -12 обычно принимают $S/D=0{,}6\div0{,}8$.

При использовании повышенных частот вращения вала необходимо совершенствовать конструкционные материалы и конструкции поступательно-возвратно движущихся частей, чтобы величина удельных давлений сил инерции, пропорциональных величине Sn^2, не превышала допустимые нормы.

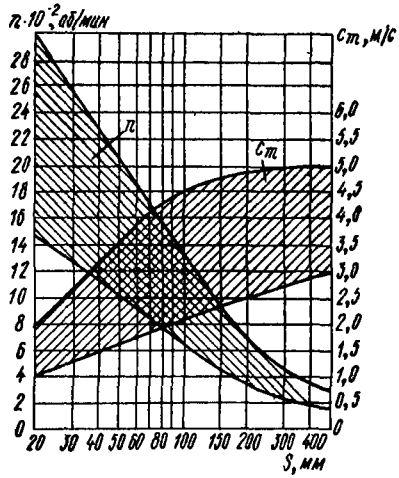


Рис. 202. Зависимость частоты вращения вала и средних скоростей поршня от его хода для открытых холодильных компрессоров.

Для современных машин с ходом поршня от 30 до 150 мм рекомендуемые величины максимальных ускорений поршня $j_{макс}$ колеблются в широких пределах от 200 до 1000 м/с^2 и выше, а величины допускаемых давлений $q_{макс}$ — от 0,2 до 0,8 МПа. Для судовых машин верхние пределы нежелательны во избежание повышенных износов.

Таким образом, диаметр цилиндра, определенный по формуле (XIV.37), округляют до рекомендуемого по ГОСТ числа и определяют ход поршня. Если D округляют до ближайшего большего значения, то находят $S=mD$ и тоже округляют, а если до ближайшего меньшего, то определяют

$$S=\frac{240V_h}{\pi D^2 nz}$$

и округляют в бóльшую сторону. Затем уточняют величину $V_h=\frac{\pi}{240}D^2Snz$ м^3/с. В любом случае она должна быть не меньше требуемой по расчету $V_h=\frac{Q_0}{q_v\lambda}$.

После определения D и S проверяют величины c_m и $q_{макс}$, ориентируясь на приведенные выше данные выполненных машин. При этом массу G поступательно-возвратно движущихся частей оценивают ориентировочно по выбранному прототипу, а затем,

после детального расчета и конструирования всех узлов компрессора, уточняют величину $q_{макс}$.

Мощность (кВт) электродвигателя компрессора обычно принимают с запасом в 10—20%, т. е.

$$N_{эд} = (1{,}1 \div 1{,}2)\frac{N_{e\,макс}}{\eta_{эд}}, \qquad \text{(XIV.40)}$$

где $N_{e\,макс}$ — максимальная потребляемая компрессором эффективная мощность, определяемая при условии $p_0 \approx 1/3 p_к$, когда $p_к$ принимают при $t_{з.в} = 32°$ С;

$\eta_{эд}$ — к. п. д. электродвигателя.

Для герметичных и бессальниковых компрессоров следует проверить принятую ранее температуру t_1 паров фреона в полости всасывания (точка *1* цикла на рис. 201). Проверку производят следующим образом. Определяют тепловой поток $Q_п$, воспринимаемый парами фреона в кожухе компрессора, а затем приращение энтальпии Δi (кДж/кг)

$$\Delta i = \frac{Q_п}{G_0} \qquad \text{(XIV.41)}$$

и энтальпию паров в полости всасывания

$$i_1 = i_{вс} + \Delta i = i_5 + \Delta i, \qquad \text{(XIV.42)}$$

по которой при давлении кипения p_0 находят действительную температуру паров t_1.

В случае отличия действительной t_1 от ранее принимавшейся расчет компрессора можно не повторять, так как изменение промежуточной температуры t_1 цикла (без регенеративного теплообменника) даже на 10—20° С практически мало влияет на характеристики герметичного компрессора. Так, эксперименты В. Б. Якобсона показали, что перегрев паров фреона во всасывающем трубопроводе или встроенном электродвигателе либо не влияет на показатели компрессора, либо несколько их снижает.

Поэтому тепло $Q_п$ можно определять не столь тщательно и точно. Тепловой баланс герметичного компрессора и распределение в нем температур зависят от его конструкции и системы охлаждения. У ряда герметичных компрессоров судовых автономных кондиционеров конструкция такова, что пары фреона проходят непосредственно через электродвигатель к трубке всасывающей полости, практически не соприкасаясь с поверхностью масла и мало омывая блок цилиндров. Ориентировочно можно считать, что они воспринимают только тепловой поток, выделяемый электродвигателем. Тогда

$$Q_п = N_э(1 - \eta_{эд}). \qquad \text{(XIV.43)}$$

Тепло трения и часть тепла сжатия фреона в цилиндре передается через масло и кожух компрессора в окружающую среду (в иных конструкциях через кожух может отводиться и часть

тепла, эквивалентного потерям электродвигателя, либо, наоборот, пары фреона могут воспринимать не только тепловые потери электродвигателя, но и часть тепла сжатия паров и трения). Обозначим этот тепловой поток через Q_{0c} (кВт) или $q_{0c}=Q_{0c}/G_0$ (кДж на 1 кг циркулирующего холодильного агента).

Для ряда компрессоров типа ФГП судовых автономных кондиционеров величина q_{0c} лежит в пределах: 6—13 кДж/кг (при $t_0=5°$ С, $t_к=40°$ С) и 34—84 кДж/кг (при $t_0=-10°$ С, $t_к=50°$ С), возрастая с уменьшением холодопроизводительности и, главное, размеров компрессора, так как для малых компрессоров относительно большая поверхность кожуха приходится на единицу потребляемой мощности.

Далее определяют: рабочий объем цилиндра $V_{ц.р}=0{,}785\ D^2S$; объем вредного пространства $V_{вр}=cV_{ц.р}$, где c — относительная величина вредного пространства, обычно $c=3\div5\%$ (уточняют после расчета и конструирования клапанного узла), и окончательно разрабатывают конструкцию компрессора.

Расчет (динамический и на прочность) деталей движения и маховика (если есть в нем необходимость) ничем не отличается от аналогичных расчетов других машин с кривошипно-шатунным механизмом. Он имеется, например, в книге [125] и поэтому здесь не приводится. Однако при расчете судовых холодильных компрессоров следует учитывать, что различные их детали нужно проверять по одному из трех следующих режимов:

1) силовому;
2) мощностному;
3) режиму кратковременных максимальных нагрузок.

Силовой режим — это такой, при котором на поршень, детали кривошипно-шатунного механизма (шатуны, пальцы, валы) и подшипники действует максимальная разность давлений нагнетания и всасывания $(p_к-p_0)_{макс}$. По силовому режиму рассчитывают указанные детали, принимая, что на поршень действует сила (МН)

$$P_{расч}=0{,}785D^2(p_к-p_0)_{макс}. \qquad \text{(XIV.44)}$$

При этом пренебрегают относительно незначительными силами, вызываемыми депрессией в клапанах и каналах, и не учитывают сил инерции поступательно-возвратно движущихся частей, действующих в направлении, обратном силе давления пара, что повышает запас прочности деталей.

Для стационарных холодильных компрессоров величину $(p_к-p_0)_{макс}$ раньше принимали равной: 1,2 МПа — для аммиака и Ф-22 ($p_к/p_0=8$) и 0,8 МПа для Ф-12 ($p_к/p_0=8$). Теперь для унифицированных компрессоров, которые могут работать на любом из названных хладагентов, принимают $(p_к-p_0)_{макс}=1{,}7$ МПа.

При расчете судовых холодильных машин, в которых содержится более 100 кг хладагента, нужно руководствоваться требованиями Регистра СССР. Этот расчет следует производить, исходя из предельных давлений, которые могут создаваться в неработаю-

щих холодильных машинах (при отключенных компрессорах и отсосанной до избыточного давления 0,02—0,03 МПа системе низкого давления) при температуре окружающего воздуха +52° С и в работающих холодильных машинах при температуре забортной воды +32° С.

Температуре 52° С соответствуют абсолютные давления насыщения, МПа: 2,14 — для аммиака; 2,05 — для Ф-22 и 1,28 — для Ф-12. Тогда $(p_к - p_0)_{макс}$ МПа приблизительно равны: 2,01 — для аммиака; 1,92 — для Ф-22; 1,15 — для Ф-12.

Для работающей машины при $t_{з.в}=32°$ С можно принимать значения $(p_к - p_0)_{макс}$, соответствующие давлению конденсации при $t_к \approx 40°$ С и наименьшему давлению кипения (всасывания). Однако эти значения меньше тех, которые наблюдаются в неработающих машинах.

Мощностной режим соответствует максимальной потребляемой компрессором мощности, т. е. наибольшему значению среднего за цикл усилия на поршень (среднего индикаторного давления p_i), возникающего при условии, когда $p_0 \approx p_к/3$. Этот режим является исходным для расчета всех трущихся частей, смазки и проверки вала при максимальном крутящем моменте. Если компрессор предназначен для работы при нескольких частотах вращения вала, то расчет ведут по наибольшей из них.

Среднее расчетное усилие (МН) на поршень за один цикл по мощностному режиму

$$P_{ср} = 0{,}785 D^2 p_i, \qquad \text{(XIV.45)}$$

где $p_i=0{,}63$ МПа — для аммиака и Ф-22, $p_i=0{,}48$ МПа для Ф-12 при условии $p_0 \approx p_к/3$ и $p_к$, соответствующем $t_к=40°$ С.

Максимальная мощность (кВт)

$$N_{e\,макс} = \frac{10^3 P_{ср} z S n}{60 \eta_м}. \qquad \text{(XIV.46)}$$

Расчетный крутящий момент (Нм)

$$M_{расч} = 9{,}56 \cdot 10^3 \frac{N_{e\,макс}}{n}. \qquad \text{(XIV.47)}$$

По режиму кратковременных максимальных нагрузок, возникающих в результате испытания при пробных давлениях, рассчитывают чугунные и сварные детали компрессора: картер, цилиндры, крышки, рубашки водяного охлаждения, коллекторы, трубопроводы и арматуру. При этом пробные давления со стороны высокого давления хладагента составляют 3,5 МПа — для аммиака и Ф-22; 2,4 МПа — для Ф-12, а со стороны низкого давления хладагента 2,7 МПа — для аммиака и Ф-22; 1,8 МПа — для Ф-12. Картеры компрессоров рассчитывают на давление: 2,1 МПа — для аммиака и Ф-22; 1,2 МПа — для Ф-12. Водяные полости рассчитывают на $p=0{,}6$ МПа.

§ 69
Газодинамический расчет клапанов

Клапанный узел компрессора — весьма ответственный узел, определяющий экономичность и надежность работы компрессора.

Для уменьшения депрессий в клапанах следует предусматривать их достаточно большие проходные сечения и, следовательно, пониженные или умеренные скорости движения паров хладагента через клапаны. Однако при этом увеличивается объем мертвого пространства компрессора, до 60—80% которого составляют мертвые объемы, расположенные в розетках всасывающих и седлах нагнетательных клапанов. С увеличением мертвого объема ухудшаются рабочие коэффициенты компрессора.

Поэтому при проектировании компрессора должно быть обращено особое внимание на разработку клапанного узла, которая обеспечила бы минимальную сумму объемных и энергетических потерь из-за гидравлических сопротивлений в клапанах и влияния мертвого пространства. Особенно усложняется эта задача в связи с увеличением быстроходности поршневых холодильных компрессоров.

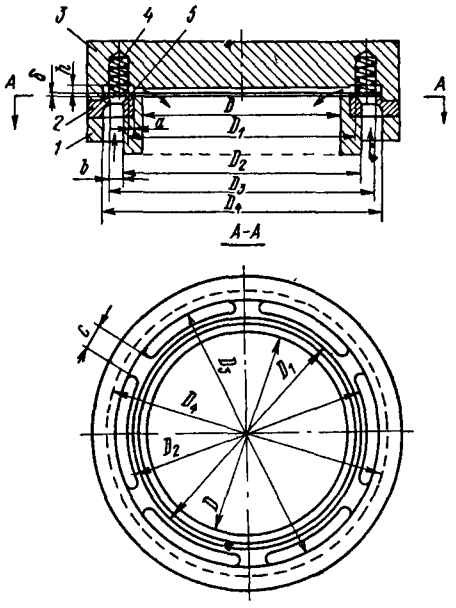


Рис. 203. Схема устройства и расчетные размеры периферийно расположенного кольцевого всасывающего клапана.

Наиболее подробные сведения по клапанам поршневых компрессоров приведены в работах [111, 124, 125, 141 и др.]. В гл. XIII (§ 61) кратко было рассмотрено устройство клапанных узлов судовых холодильных компрессоров, часть из которых показана на рис. 177, 178.

Устройство и расчетные размеры периферийного кольцевого всасывающего клапана современных поршневых холодильных компрессоров представлены на рис. 203. В торцевой части гильзы *1* цилиндра, имеющей окна для прохода всасываемых паров, установлено седло *2* всасывающего клапана, отверстия в котором закрываются кольцевой пластиной *5* под действием перепада давлений и спиральных пружин *4*. Пружины установлены в гнездах плиты *3*, в которой размещены тарельчатые нагнетательные клапаны (на рисунке не показаны). Ход всасываемых в цилиндр паров показан стрелками.

Расчет скоростей пара во всех сечениях газового тракта производится по уравнению неразрывности потока

$$w_x = \frac{c_m F_п}{f_x}, \qquad \text{(XIV.48)}$$

где w_x — скорость пара в данном сечении f_x;
c_m — средняя скорость поршня;
$F_п$ — площадь поршня.

Для периферийного кольцевого всасывающего клапана (рис. 203) скорости пара определяют: в окнах гильзы цилиндра — по площади $f_{о.г} = 0{,}785(D_4^2 - D_2^2) - n_п c 0{,}5(D_4 - D_2)$, где $n_п$ и c — соответственно число перемычек и длина каждой из них; в наименьшем сечении седла клапана — по площади $f_{с.вс} = 0{,}785(D_3^2 - D_2^2) - n_п c 0{,}5(D_3 - D_2)$; в щели клапана — по площади $f_{щ.вс} = \pi D_1 h$, где h — высота подъема пластины; в месте входа пара в цилиндр — по площади $f_{вх.ц} = \pi D h'$, если высота h' в этом сечении меньше или равна высоте подъеме клапана h.

Размеры проходных сечений, т. е. D_1, D_2, D_3, D_4, c, $n_п$ принимают первоначально конструктивно в зависимости от диаметра цилиндра D, а затем уточняют, исходя из полученных в расчете значений скоростей пара в отдельных сечениях. Ширину b проходов в седле клапана выбирают так, чтобы их площадь была равна или больше площади щели, откуда $b \geqslant 2h$. При малой высоте подъема пластин допускается $b = (3 \div 5)h$. Ширину уплотняющей кромки клапана принимают $a = 0{,}75 \div 2{,}5$ мм, но для клапанов низкого давления — не более 1,5 мм. При широких кромках усиливается прилипание пластины к седлу и, как следствие, ее удары об ограничитель подъема.

Толщина пластины кольцевых клапанов $\delta = 0{,}8 \div 2$ мм. Бо́льшие значения — для клапанов высокого давления или большого диаметра.

Высота h подъема кольцевых и дисковых (тарельчатых) клапанов в относительно крупных поршневых компрессорах в зависимости от частоты вращения вала n может быть определена по номограмме, приведенной на рис. 204. Как видно, при $n \approx \approx 1500$ об/мин величина h при умеренных давлениях не превышает 1,0—1,4 мм. Однако если внешний диаметр кольцевой пластины меньше 150, 100 и 50 мм, подъем h может быть увеличен соответственно на 10, 20 и 30% против выбранного по графику.

Диаметральные размеры круглых индивидуальных (тарельчатых-дисковых) клапанов выбирают согласно диаметрам клапанных гнезд в цилиндре d_1 — в свету и d_2 — под опорный бурт, значения которых по ГОСТ 13529—68 следующие:

d_1, мм	16	20	25	32	36	40
d_2, мм	22	26	31	38	42	47 и т. д.

Могут быть сконструированы клапаны и другого типа, например, полосовые самопружинящие (см. рис. 178) или фигурные (подковообразные, язычковые и др.) пластинчатые с защемлением

одного конца (см. рис. 177). Толщина пластин таких клапанов из тонколистовой холоднотянутой светлой стали составляет 0,2—1 мм. В настоящее время во ВНИХИ разработаны ленточные клапаны типа домик, более надежные, чем клапаны других типов.

Форма розетки полосового самопружинящего клапана соответствует линии прогиба равномерно нагруженной балки на двух опорах. Допустимый прогиб пластин в их средней части обычно равен удвоенной величине подъема кольцевых пластин. Пластины,

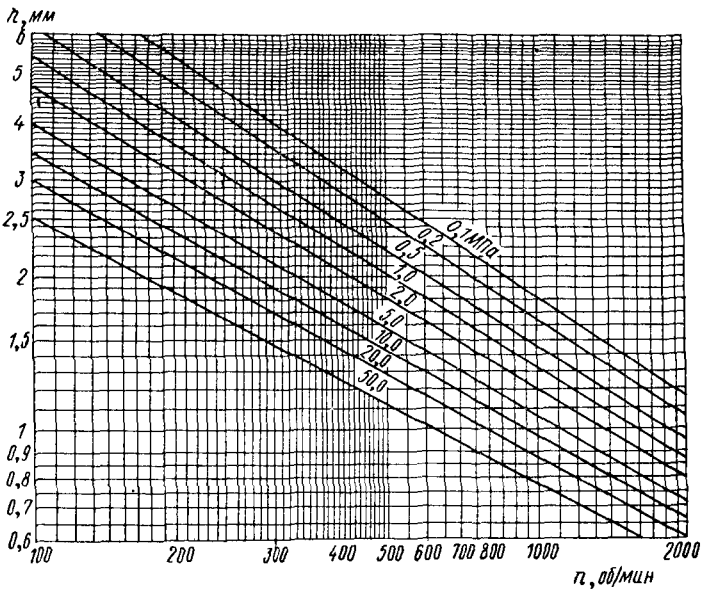


Рис. 204. Номограмма для определения высоты подъема пластин клапанов.

кроме прогиба, имеют вертикальный подъем (опускание) 0,2—0,4 мм. Посадка их на седло клапана происходит благодаря упругой деформации пластины, стремящейся принять прямолинейную форму, и обратному давлению пара.

В этом случае (для клапанов, показанных на рис. 178) скорость пара в щели клапанов, в отверстиях седел и розеток определяют, исходя из принятых конструктивных форм и размеров.

Для клапанов с фигурными пластинами (см. рис. 177) высота определенная по номограмме (рис. 204), является средней высотой (в районе средних отверстий в седле клапана). Высота подъема наиболее удаленной от защемления кромки клапанной пластины будет больше средней h, а наименее удаленной — меньше h. Такие клапаны обычно применяются в малых герметичных компрессорах, в которых при диаметре цилиндра 40—50 мм и меньше с целью снижения депрессии принимают $h = 1{,}5 \div 2$ мм.

Площадь щели в этих клапанах определяют как произведение длины щели L на высоту h подъема клапанной пластины, т. е. $f_{щ}=Lh$. При этом за длину щели принимают наименьшую величину из периметра всех отверстий $L_{вс}=\pi d_{вс}n_{вс}$, $L_{н}=\pi d_{н}n_{н}$ ($d_{вс}$ и $d_{н}$ — диаметры всасывающих и нагнетательных отверстий в седле; $n_{вс}$ и $n_{н}$ — соответственно число этих отверстий) или криволинейного замкнутого контура, проходящего по внешним кромкам отверстий клапанов (штрих-пунктирные замкнутые линии на рис. 177).

Таким образом, для клапанов, показанных на рис. 177, площадь отверстий и площадь щели всасывающего и нагнетательного клапанов определяются по формулам: $f_{с.вс}=0{,}785d^2_{вс}n_{вс}$; $f_{щ\ вс}=L_{вс}h_{вс}$; $f_{с.н}=0{,}785d^2_{н}n_{н}$; $f_{щ.н}=L_{н}h_{н}$.

Таблица 28

Допустимые средние скорости пара (м/с) в проходных сечениях компрессора и его клапанов

Проходные сечения	Аммиак	Фреон-22	Фреон-142	Фреон-12
Всасывающие патрубки компрессора	20—25	18—20	16—18	14—16
Окна цилиндра	14—17	13—15	12—13	10—12
Седла и розетки всасывающих клапанов	25—30	21—24	17—20	15—19
Щели всасывающих клапанов	30—35	26—30	20—25	18—23
Седла и розетки нагнетательных клапанов	29—33	25—29	19—23	17—21
Щели нагнетательных клапанов	35—40	30—35	23—28	20—25
Нагнетательные патрубки компрессора	24—30	21—24	19—21	16—19

Рекомендуемые средние допустимые скорости пара различных хладагентов в проточной части одноступенчатых поршневых компрессоров приведены в табл. 28. Однако из-за стесненности проходных сечений клапанов в малых компрессорах, а также в быстроходных средних непрямоточных фреоновых компрессорах скорости пара в щели принимают до 45—50 и даже до 70 м/с. При этом депрессии на всасывании достигают 0,03—0,04 МПа, а на нагнетании — до 0,07—0,1 МПа.

Ввиду того, что Ф-12 имеет бо́льшую, чем Ф-22 и аммиак, плотность, допустимые скорости для него должны быть меньшими.

Величина потери давления (депрессии), возникающей в клапанах (МПа),

$$\Delta p=\zeta_x\frac{w_x^2}{2}\gamma_x\cdot 10^{-6}, \qquad \text{(XIV.49)}$$

где w_x — скорость пара в некотором сечении клапана, принятом за определяющее, м/с;

γ_x — плотность пара, кг/м^3;

ζ_x — коэффициент сопротивления, отнесенный к определяющему сечению.

В практике проектирования размер узла газового тракта принято выбирать по допустимой скорости газа (пара) в некотором его сечении. Но если проходные сечения в различных участках узла не одинаковы (а это так и есть), то для достижения малых потерь давления недостаточно указать допустимую скорость газа в каком-либо одном сечении. Так, при проектировании клапана недостаточно обеспечить умеренную скорость в его щели, так как завышенной может оказаться скорость в седле или в розетке, и потеря давления в клапане будет высокой. Причиной повышенной потери давления могут быть также местные завихрения или сужения потока. Но все эти обстоятельства полностью принимаются в расчет, если при выборе узла регламентировать величину скорости газа $w_ф$, отнесенной к эквивалентной площади Ф; последняя определяет пропускную способность клапанного узла. Вводя в формулу (XIV.49) величину

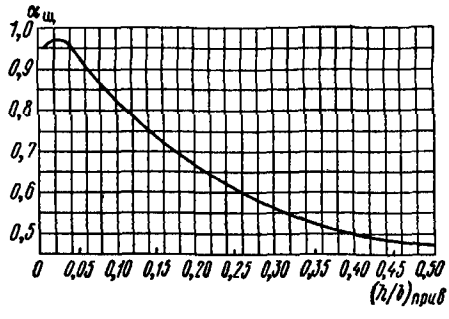


Рис. 205. Коэффициент расхода для кольцевых, дисковых и других клапанов в фуикции приведениого отиошения $(h/b)_{прив}$.

$$w_ф = \frac{c_m F_п}{Ф} = \frac{c_m F_п}{\alpha_x f_x} = \frac{c_m F_п}{f_x}\sqrt{\zeta_x}, \qquad (XIV.50)$$

получаем

$$\Delta p = \frac{w_ф^2}{2}\gamma_x \cdot 10^{-6}. \qquad (XIV.51)$$

В этих формулах α_x — коэффициент расхода для сечения f_x, $\alpha_x = \zeta_x^{-0,5}$.

Эквивалентная площадь представляет собой произведение α_x на f_x в любом сечении, т. е.

$$Ф = \alpha_x f_x = \alpha_щ f_щ = \alpha_c f_c, \qquad (XIV.52)$$

где $\alpha_щ$, $f_щ$ — коэффициент расхода и площадь щели;

α_c, f_c — коэффициент расхода и площадь проходного сечения в седле.

Однако величинами, определяющими эквивалентную площадь клапана, являются проходное сечение $f_щ$ в щели клапана и коэффициент расхода $\alpha_щ$, который может быть определен по графику (рис. 205) в зависимости от приведенной величины отношения h/b

$$\left(\frac{h}{b}\right)_{прив} = \frac{f_щ}{2f_c}. \qquad (XIV.53)$$

Тогда эквивалентные площади всасывающего и нагнетательного клапанов составят

$$\Phi_{вс} = f_{щ.\,вс}\alpha_{щ.\,вс}; \qquad \text{(XIV.52а)}$$

$$\Phi_{н} = f_{щ.\,н}\alpha_{щ.\,н}. \qquad \text{(XIV.52б)}$$

Скорости газа (м/с) в этих клапанах

$$w_{ф.\,вс} = c_m \frac{F_п}{\Phi_{вс}}; \qquad \text{(XIV.50а)}$$

$$w_{ф.\,н} = c_m \frac{F_п}{\Phi_{н}}, \qquad \text{(XIV.50б)}$$

а депрессии (МПа)

$$\Delta p_0 = \frac{w^2_{ф.\,вс}}{2} \gamma_{вс} \cdot 10^{-6}; \qquad \text{(XIV.51а)}$$

$$\Delta p_к = \frac{w^2_{ф.\,и}}{2} \gamma_{и} \cdot 10^{-6}, \qquad \text{(XIV.51б)}$$

где плотности $\gamma_{вс}$ и $\gamma_н$ всасываемых и нагнетаемых паров находят по параметрам состояния в соответствующих точках цикла *1* и *2* в начале и в конце сжатия пара в компрессоре (см. рис. 200 и 201).

Если значения Δp_0 и $\Delta p_к$ значительно отличаются от ранее принятых в расчете компрессора, то расчет следует повторить.

ГЛАВА

XV

ТЕПЛОВОЙ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ АППАРАТОВ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

§ 70
Расчет конденсаторов

В конденсатор холодильной машины обычно поступает перегретый пар, а выходит в той или иной степени переохлажденный конденсат. Поэтому тепловая нагрузка конденсатора слагается из теплоты перегрева, конденсации и переохлаждения жидкости, отводимых в соответствующих условных зонах конденсатора.

Однако тепловой расчет конденсатора выполняют не по этим зонам, а в целом (в среднем), так как даже в области перегретого пара происходит конденсация на трубках, имеющих температуру ниже температуры конденсации $t_к$, а доля тепла, отнимаемого

в первой и третьей зонах, невелика по сравнению с общей тепловой нагрузкой (кВт) конденсатора, равной

$$Q_к = Q_0 + Nk, \qquad \text{(XV.1)}$$

где Q_0 — холодопроизводительность компрессора, кВт;

N — электрическая (для герметичных и бессальниковых) или эффективная (для открытых компрессоров) мощность, кВт;

k — коэффициент, учитывающий потери тепла компрессором в окружающую среду.

Величина k зависит от многих факторов (типа компрессора, системы его охлаждения, режима работы и т. п.). Для открытых охлаждаемых водой компрессоров, по опытным данным ВНИИХолодмаш (Б. Л. Цырлина), можно принимать $k \approx 0{,}85—0{,}93$. Для герметичных компрессоров типа ФГП судовых автономных кондиционеров можно рекомендовать частную зависимость

$$k = 0{,}759 + 7{,}18 \cdot 10^{-3} Q_0, \qquad \text{(XV.2)}$$

полученную при $Q_0 = 2 \div 16$ кВт ($k \approx 0{,}78—0{,}88$). Для обдуваемых вентиляторами герметичных компрессоров при низких t_0 и высоких $t_к$ может быть даже $k \approx 0$ и $Q_к = Q_0$.

Поскольку в судовых холодильных машинах практически применяются только кожухотрубные и кожухозмеевиковые конденсаторы, здесь приводится их тепловой расчет. В этих конденсаторах наблюдается в сущности одинаковая картина конденсации пара на пучке гладких или (чаще) оребренных трубок, а охлаждающая вода протекает в трубках (прямых или петлеобразных).

Тип поверхности теплообмена конденсатора выбирают с учетом рекомендаций, приведенных в гл. VIII (§ 36).

Поверхность теплообмена[1] (м²) конденсатора по внутреннему диаметру трубок

$$F_к = \frac{10^3 Q_к}{k_{вн} \theta} \eta_к, \qquad \text{(XV.3)}$$

где $k_{вн}$ — коэффициент теплопередачи, отнесенный к внутренней поверхности $F_к = \pi d_{вн} l$ (где l — общая длина трубок конденсатора), Вт/(м² · К);

$\eta_к$ — коэффициент запаса поверхности (на заглушение части трубок при их повреждении), $\eta_к = 1{,}05 \div 1{,}1$;

θ — полный температурный напор в конденсаторе (°С)

$$\theta = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{2{,}3 \lg \dfrac{t_к - t_{w1}}{t_к - t_{w2}}}. \qquad \text{(XV.4)}$$

Температура поступающей в конденсатор воды t_{w1} (обычно ее принимают равной температуре забортной воды $t_{з.в}$) определяет

[1] В холодильных аппаратах в качестве расчетной принимают поверхность соприкосновения с хладоносителем (водой, рассолом).

температурный режим работы конденсатора. Температуру воды на выходе из конденсатора принимают $t_{w2}=t_{w1}+(2\div4)^\circ$С. При этом температура конденсации $t_к=t_{w1}+(6\div12)^\circ$С, а температура переохлажденного конденсата $t_н=t_{w1}+(3\div4)^\circ$С.

При выборе t_{w2} нужно помнить, что увеличение нагрева воды ($\Delta t_w=t_{w2}-t_{w1}$) уменьшает ее расход, а следовательно, и расход мощности на циркуляционные насосы. Однако это приводит к повышению температуры конденсации $t_к$ и возрастанию расхода мощности на компрессоры.

Коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К), отнесенный к внутренней поверхности трубок,

$$k_{вн}=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_р}\frac{d_{вн}}{d_н}+\frac{R_{нар}}{\beta}+R_{вн}+\frac{1}{\alpha_w}}, \qquad (XV.5)$$

где $\alpha_р$ — коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к пучку ребристых трубок, отнесенный к основной поверхности трубок, Вт/(м²·К);

α_w — коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к воде, Вт/(м²·К);

β — степень оребрения трубки;

$R_{нар}$ и $R_{вн}$ — тепловое сопротивление загрязнений на внешней (маслом) и внутренней (солеотложения) поверхностях трубок;

$d_н$ и $d_{вн}$ — наружный (основной) и внутренний диаметры.

Значения $\alpha_р$ и α_w определяют по данным гл. VIII. Скорость воды w_w при этом рекомендуется принимать такой, чтобы получить достаточно интенсивную теплоотдачу при умеренных гидравлических сопротивлениях и отсутствии быстрого эрозионного износа трубок. Скорость движения морской воды w_w в стальных трубках не должна превышать 0,75 м/с, а в медных — 1,5 м/с. Для мельхиоровых трубок w_w может быть повышена до 2—2,5 м/с.

Для расчетов можно принимать: $R_{вн}\approx0{,}3\cdot10^{-3}$ и $R_{нар}=(0{,}4\div0{,}7)\,10^{-3}$ м²·К/Вт. ($R_{нар}$ учитывается для аммиачных конденсаторов, во фреоновых конденсаторах масла на поверхности обычно не бывает.)

На практике тепловой расчет конденсатора удобнее выполнять графо-аналитическим методом, решая совместно два уравнения для удельных тепловых потоков (Вт/м²) со стороны хладагента и стороны воды, отнесенных к внутренней поверхности трубок,

$$q_а=\alpha_р(t_к-t_{ст})\frac{d_н}{d_{вн}};\quad q_w=\alpha_w(t_{ст}-t_{w\,ср}).$$

Напрнмер, если для $\alpha_р$ использовать уравнение Нуссельта (VIII.113) и формулу (VIII.114), то получим

$$q_а=0{,}93be_р\bar{\varepsilon}\Delta i_к^{0,25}d_н^{0,75}d_{вн}^{-1}(t_к-t_{ст})^{0,75}; \qquad (XV.6)$$

$$q_w=\alpha_w(t_{ст}-t_{w\,ср}), \qquad (XV.7)$$

где $t_{ст}$ — температура стенки, $t_{w\,ср}=t_к-\theta\approx 0{,}5(t_{w1}+t_{w2})$, а величина $\Delta i_к$ (кДж/кг)

$$\Delta i_к=\frac{Q_к}{G_0}. \qquad (XV.8)$$

Здесь G_0 — расход фреона через конденсатор (кг/с) — находят из теплового расчета холодильной машины (расчета цикла и компрессора).

Приняв в первом приближении $t_{ст}=0{,}5(t_к+t_{w\,ср})$ и температуру пленки конденсата $t_m=0{,}5(t_к+t_{ст})$, решают совместно графически, как это показано на рис. 206, уравнения (XV.6) и (XV.7), т. е. находят $q=q_а=q_w$ и $t_{ст}$. Если $t_{ст}$ существенно отличается от ранее принятой, нужно, приняв ее новое значение, найти $t_m=0{,}5(t_к+t_{ст})$ и $b=f(t_m)$. Затем по формуле (XV.6) нужно рассчитать ряд новых значений $q_а$ и построить новую кривую $q_а=\varphi_1(t_{ст})$, которая на пересечении с прежней кривой $q_w=\varphi_2(t_{ст})$ даст уточненные значения $q=q_а=q_w$ и $t_{ст}$ (обычно бывает достаточно двух приближений).

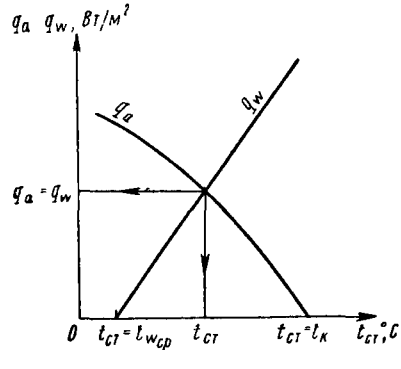


Рис. 206. К тепловому расчету конденсатора.

Тогда требуемая поверхность (м²)

$$F_к=\frac{10^3 Q_к}{q}\eta_к', \qquad (XV.9)$$

где $\eta_к'$ — коэффициент запаса поверхности (на загрязнение, заглушение части трубок), принимаемый равным 1,1—1,2.

Общая длина трубок конденсатора (м)

$$l=\frac{F_к}{\pi d_{вн}}. \qquad (XV.10)$$

Общее количество трубок в конденсаторе

$$n=\frac{l}{l_{тр}}, \qquad (XV.11)$$

где $l_{тр}$ — длина одной трубки (принимают конструктивно при предварительной компоновке конденсатора).

Число трубок в одном ходу

$$n_x=\frac{4G_w}{\pi d_{в\,н}^2\omega_w\gamma_w}, \qquad (XV.12)$$

где γ_w — плотность воды, кг/м³;

G_w — расход воды через конденсатор, кг/с,

$$G_w=\frac{Q_к}{c_w(t_{w2}-t_{w1})}. \qquad (XV.13)$$

В формуле (XV.13) c_w — теплоемкость воды, кДж/(кг·К).

Величину n_x округляют до целого числа и принимают такой, чтобы получить приемлемую компоновку (по водяной стороне) и соответствие n_x принятой ранее в расчете скорости воды w_w. Если при этом получается другая скорость воды (существенно отличающаяся от ранее принятой), расчет конденсатора повторяют. Оценку n_x целесообразно делать в начале расчета, сразу после принятия t_{w2}, а значит, определения G_w. Варьируя t_{w2}, w_w и n_x, можно найти их приемлемые согласованные значения.

Число ходов воды в конденсаторе

$$z = \frac{n}{n_x} \qquad \text{(XV.14)}$$

должно быть таким, чтобы удобно было изготовлять крышки конденсатора и осуществлять подвод и отвод воды.

Для ориентировочной оценки поверхности $F_к$ можно воспользоваться эксплуатационными значениями $k_{вн}$ [Вт/(м²·К)] и $q_{вн}$ (Вт/м²), отнесенными к поверхности трубок по внутреннему диаметру $d_{вп}$: $k_{вн}=900\div1000$, $q_{вн}=4000\div6000$ — для аммиачных и $k_{вн}=1300\div1800$, $q_{вн}=7000\div18\,000$ — для фреоновых конденсаторов.

Тепловой расчет конденсаторов других типов, например элементных, может быть выполнен на основе сведений, приведенных в гл. VIII.

Расчет гидравлических сопротивлений в кожухотрубном или кожухозмеевиковом конденсаторе производится так же, как и расчет сопротивлений рассольных воздухоохладителей (см. § 47) с учетом особенностей, отмеченных для кожухотрубных испарителей в § 71; для поворота на 180° в U-образной трубке кожухозмеевикового конденсатора коэффициент местного сопротивления $\zeta=0{,}5$.

Расчет конденсаторов на прочность со стороны хладагента производится по величине пробных давлений: 3,5 МПа — для аммиака и Ф-22; 2,4 МПа — для Ф-12. Водяные полости рассчитывают на давление 0,6 МПа.

§ 71
Расчет рассольных (водяных) испарителей

Исходными данными для расчета испарителя служат:

— тепловая нагрузка $Q_и=(1{,}05\div1{,}15)\Sigma Q_0$, где ΣQ_0 — суммарная тепловая нагрузка воздухоохладителей, рассольных батарей и других охлаждающих аппаратов, обслуживаемых данным испарителем, а 1,05—1,15 — коэффициент запаса, учитывающий потери холода в трубопроводах и т. п.;

— расход рассола через испаритель G_w (кг/с);

— скорость воды или рассола в трубках кожухотрубного испарителя $w_w=0{,}8\div2{,}0$ м/с и в межтрубном пространстве кожухозмеевикового испарителя $w_w=0{,}2\div0{,}7$ м/с;

— температура рассола на выходе из испарителя t_{w1} (на входе в воздухоохладитель, батарею и т. п.).

Предварительно определяют температуру кипения $t_0 = t_{w1} - (3 \div 5)^\circ$ С, по ней — минимальную температуру замерзания рассола $t_{р.з} = t_0 - (6 \div 8)^\circ$ С, по которой находят необходимую концентрацию соответствующего рассола (чаще всего $CaCl_2$), если это не было сделано раньше, при расчете воздухоохладителя, батареи и т. п.

Определяют температуру рассола (°С) на входе в испаритель

$$t_{w2} = t_{w1} + \frac{Q_и}{c_w G_w}, \qquad \text{(XV.15)}$$

средний температурный напор (°С)

$$\theta = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{2{,}3 \lg \dfrac{t_{w2} - t_0}{t_{w1} - t_0}} \qquad \text{(XV.16)}$$

и среднюю температуру рассола (°С)

$$t_{w\,ср} = t_0 + \theta. \qquad \text{(XV.17)}$$

Далее рассчитывают теплоотдачу от рассола к поверхности и от поверхности к кипящему хладагенту по уравнениям, приведенным в гл. VIII, в зависимости от типа испарителя, типа и предварительной компоновки поверхности теплообмена.

Для кожухозмеевикового испарителя коэффициент теплоотдачи α_a при кипении фреонов внутри гладкой трубки может быть определен по формулам (VIII.93) или (VIII.94) с учетом рекомендаций и замечаний, изложенных в § 35.

Для этого нужно предварительно задаваться величиной удельного теплового потока $q_{Fa} = 1700 \div 4700$ Вт/м². Однако, как показали испытания фреоново-водяного кожухозмеевикового испарителя [118], при удельных нагрузках $q_{Fa} = 1100 \div 3500$ Вт/м² действительные значения α_a на 10—25% ниже расчетных.

Коэффициент теплоотдачи α_w воды (рассола) к поперечно омываемому пучку гладких трубок определится по уравнениям (VIII.86) или (VIII.87). Однако если учесть, что при нескольких ходах воды поперек трубок в кожухозмеевиковом испарителе фактически наблюдается поперечно-продольное обтекание трубного пучка, то необходимо в расчетный коэффициент теплоотдачи α_w внести поправку. Как показали упомянутые выше испытания испарителя с шахматным пучком змеевиков из гладких трубок диаметром 20×3 мм, длиной 2 м и шагом 27 мм, действительный α_w примерно вполовину меньше расчетного по уравнению (VIII.87) и может быть определен по формуле (VIII.92).

Для определения α_w при поперечном обтекании водой (рассолом) пучка ребристых трубок можно воспользоваться уравнениями и рекомендациями, приведенными в гл. VIII (§ 34 и § 33).

Коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·К), от рассола к хладагенту, отнесенный к полной наружной поверхности оребренных или гладких трубок, в кожухозмеевиковом испарителе

$$k_{\text{н}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{w}} E_{\text{р}}} + R_{\text{загр}} + \frac{1}{\alpha_{\text{а}}}\beta}, \qquad \text{(XV.18)}$$

где α_{w} отнесен к полной наружной поверхности;

β — степень оребрения;

$E_{\text{р}}$ — коэффициент эффективности ребра; для медных оребренных трубок, применяемых в испарителях, $E_{\text{р}}=0{,}98 \div 0{,}995$ (в других случаях $E_{\text{р}}$ определяется по данным гл. VIII, § 32).

Для кожухотрубного испарителя k, отнесенный к внутренней поверхности трубок,

$$k_{\text{вн}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{w}}} + R_{\text{загр}} + \frac{1}{\alpha_{\text{п}} E_{\text{р}}}\beta}, \qquad \text{(XV.19)}$$

где $\alpha_{\text{п}}$ отнесен к полной наружной (ребристой или гладкой) поверхности и вычислен по рекомендациям § 35 с учетом влияния пучка.

Термическое сопротивление загрязнений (отложения со стороны рассола, ржавчина на трубках и масляная пленка со стороны хладагента) $R_{\text{загр}}$ может быть принято 10^{-3} для аммиачных и $(0{,}2—0{,}4)\cdot 10^{-3}$ м^2·К/Вт для фреоновых[1] испарителей ($0{,}2\cdot 10^{-3}$— для медных трубок и $0{,}4\cdot 10^{-3}$ — для стальных).

Если верхние ряды трубок кожухотрубного испарителя не смочены жидким хладагентом, из испарителя выходит перегретый пар, что снижает коэффициент теплопередачи, который в этом случае можно определять[1] по формуле $k_{\text{вн. пер}}=k_{\text{вн}}\varepsilon_{\text{пер}}$. На основе данных испытаний испарителей во ВНИХИ и на одном из московских заводов при степени перегрева паров Ф-22 $\Delta t_{\text{пер}}=0 \div 2{,}1$° С можно рекомендовать формулу

$$\varepsilon_{\text{пер}} = 1 - 0{,}143\Delta t_{\text{пер}}. \qquad \text{(XV.20)}$$

Требуемая поверхность (м^2) теплообмена испарителя

$$F_{\text{и}} = \frac{Q_{\text{и}}}{k\theta}. \qquad \text{(XV.21)}$$

Удельная тепловая нагрузка (Вт/м^2) на поверхность со стороны хладагента:

в кожухозмеевиковом испарителе

$$q_{F_{\text{а}}} = k_{\text{и}}\theta\beta = \frac{Q_{\text{и}}}{F_{\text{и}}}\beta; \qquad \text{(XV.22)}$$

[1] Лаврова В. В., Поволоцкая Н. М., Данилова Г. Н. Методика теплового и гидравлического расчета фреоновых кожухотрубных испарителей. М., ВНИХИ, 1969.

в кожухотрубном испарителе

$$q_{F_a} = k_{вн}\theta\frac{1}{\beta} = \frac{Q_и}{F_и}\cdot\frac{1}{\beta}. \qquad (XV.23)$$

Поскольку для определения α_a или $\alpha_п$ приходилось задаваться ориентировочным значением q_{F_a}, необходимо сопоставить с ним полученную величину q_{F_a}. При несовпадении нужно делать второе приближение в расчете и т. д. Это, разумеется, не совсем удобно. Лучше выполнять графо-аналитический расчет испарителя, аналогичный таковому для конденсатора (см. предыдущий параграф). Для этого выразим удельный тепловой поток со стороны хладагента через физические константы и разность температур.

В общем виде коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_a = Aq^n_{F_a}. \qquad (XV.24)$$

Удельный тепловой поток со стороны хладагента

$$q_{F_a} = \alpha_a\theta_a = \alpha_a(t_{ст} - t_0). \qquad (XV.25)$$

Подставим $q_{Fa} = \alpha_a\theta_a$ в уравнение (XV.24)

$$\alpha_a = A\alpha^n_a\theta^n_a = A^{\frac{1}{1-n}}\theta_a^{\frac{n}{1-n}}. \qquad (XV.26)$$

Тогда с помощью уравнений (XV.26) и (XV.25) можно записать

$$q_{F_a} = A^{\frac{1}{1-n}}\theta_a^{\frac{1}{1-n}}. \qquad (XV.27)$$

Учитывая, что для кипения фреонов на пучке гладких трубок в кожухотрубном испарителе коэффициент теплоотдачи может быть определен по формулам (VIII.106), (VIII.107), (VIII.102) как функция $q^{0,75}_{F_a}\cdot q^{-0,13}_{F_a} = q^{0,62}_{F_a}$, получаем $n = 0{,}62$ и $\frac{1}{1-n} = 2{,}63$. Тогда

$$q_{F_a} = A^{2,63}\theta^{2,63}_a = A^{2,63}(t_{ст} - t_0)^{2,63}\ \text{Вт/м}^2, \qquad (XV.28)$$

где

$$A = 980p^{1/4}_{кр}T^{-7/8}_{кр}M^{-1/8}\left(0{,}14 + 2{,}2\frac{p_0}{p_{кр}}\right)\times\left(\frac{5180}{T_0} - 15{,}2\right)\frac{d_н}{d_{вн}}.$$

Для кожухотрубных фреоновых (Ф-12) испарителей с пучком ребристых трубок в соответствии с уравнением (VIII.108) $n = 0{,}55$ и $\frac{1}{1-n} = 2{,}22$. Тогда

$$q_{F_a} = A^{2,22}(t_{ст} - t_0)^{2,22}, \qquad (XV.29)$$

где $A = 19{,}8\ p_0^{0,22}\beta$.

Для аммиачных кожухотрубных испарителей (с гладкими трубками) [142]

$$\alpha_a = 4{,}4(1 + 0{,}007t_0)q^{0,7}_{F_a}\ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}, \qquad (XV.30)$$

и можно получить

$$q_{F_a} = A_1^{3,33} (t_{ст} - t_0)^{3,33}, \qquad (XV.31)$$

где

$$A_1 = 4{,}4 (1 + 0{,}007 t_0) \frac{d_н}{d_{вн}}.$$

Для кожухозмеевиковых испарителей $\alpha_a = B q_{F_a}^{0,6}$, т. е. $n = 0{,}6$ и $1/(1-n) = 2{,}5$. Тогда

$$q_{F_a} = B^{2,5} (t_{ст} - t_0)^{2,5}, \qquad (XV.32)$$

где $B = A \left(\frac{w_a \gamma_a}{d_{вн}}\right)^{0,2} \frac{1}{\beta}$, а величина константы A, входящей в это выражение для B, для различных фреонов при разных температурах их кипения определяется по табл. 14, либо $B = 10{,}7 (w_a \gamma_a)^{0,2} d_{вн}^{-0,2} \times (p_0/p_{кр})^{0,343} 1/\beta$ для фреонов с неизвестным значением A (см. § 35).

Во всех этих уравнениях удельный тепловой поток к хладагенту q_{F_a} отнесен к поверхности со стороны рассола. Удельный тепловой поток (Вт/м²) от рассола на эту же поверхность испарителя будет равен

$$q_{F_w} = \frac{t_{w\,ср} - t_{ст}}{\frac{1}{\alpha_w} + R_{заг}}, \qquad (XV.33)$$

где α_w — коэффициент теплоотдачи от рассола к внутренней поверхности трубки (для кожухотрубного испарителя) или к наружной ребристой либо гладкотрубной поверхности (для кожухозмеевикового испарителя). В первом случае он определяется по формуле (VIII.74) с поправкой ψ на переходный режим или без нее, а во втором — по рекомендациям и формулам, приведенным в § 34 и 33.

Решая графически совместно уравнение (XV.33), с одной стороны, и соответствующее типу испарителя и хладагента уравнение (XV.28), (XV.29), (XV.31) или (XV.32), находим $q = q_{F_a} = q_{F_w}$, $t_{ст}$, затем

$$F_и = \frac{10^3 Q_и}{q} \eta_и$$

и все остальные характеристики испарителя: l, n, n_x, z так же, как и при расчете конденсатора ($\eta_и = 1{,}05 \div 1{,}1$ — коэффициент запаса поверхности на заглушение части трубок).

Поскольку коэффициент теплоотдачи от рассола к поверхности (стенке) больше, чем от поверхности к хладагенту, целесообразно оребрять поверхность теплообмена со стороны кипящего хладагента.

При испытаниях фреонового (Ф-12) кожухозмеевикового испарителя при плюсовых температурах кипения, $q_{F_a} = 1100 \div 4700$ Вт/м², были получены значения k, отнесенные к поверхности по $d_н$, рав-

ные $k=290$ для $w_w=0{,}3$ м/с и $k\approx 350\div 520$ Вт/(м$^2\cdot$К) для $w_w=0{,}5$ м/с (гладкотрубные змеевики). В кожухотрубных испарителях $k_{вн}$, отнесенный к внутренней поверхности трубок, составляет 460 — 520 в аммиачных и 1100 — 1400 Вт/(м$^2\cdot$К) во фреоновых (с оребренными трубками).

При расчете водяных переохладителей для аммиачных машин принимают коэффициент теплопередачи 460—580 Вт/(м$^2\cdot$К).

Гидравлический расчет кожухотрубных испарителей производится аналогично расчету рассольных воздухоохладителей по методике и формулам, приведенным в § 47. Однако в этом случае следует учитывать местные потери от внезапного расширения и сужения потоков рассола в крышках испарителя ($\zeta=1{,}5$), при повороте на 180° внутри крышки для перехода из одного пучка трубок в другой ($\zeta=2{,}5$) вместо сопротивлений в калачах и коллекторах воздухоохладителей.

В соответствии с методикой ВНИХИ (см. сноску на стр. 458) хорошую сходимость с опытными данными дает расчет гидравлических сопротивлений (кПа) кожухотрубных аппаратов (испарителей, конденсаторов) по следующей упрощенной формуле

$$\Delta p_w = (0{,}0145 l_{тр}/d_{вн} + 0{,}873)\, z w_w^2 \gamma_w \cdot 10^{-3}. \qquad \text{(XV.34)}$$

Расчет гидравлических сопротивлений в кожухозмеевиковом испарителе (см. рис. 186) отличается от расчета кожухотрубного испарителя. Здесь следует учитывать местные сопротивления при внезапном расширении (на входе) и внезапном сужении (на выходе) потока рассола ($\zeta=1{,}5$), на входе его в межтрубное пространство и выходе ($\zeta=1{,}5$) и сопротивления трения при многократно-повторном поперечном (и продольном — при поворотах около перегородок) обтекании пучка гладких или с накатным оребрением трубок. Для гладких трубок сопротивление при этом поперечно-продольном обтекании можно рассчитывать следующим образом. Сопротивление при поперечном обтекании трубок находят через динамический напор в узком межтрубном сечении и коэффициент местного сопротивления [145], определяемый по формуле

$$\zeta = 4f\frac{l}{d_э}. \qquad \text{(XV.35)}$$

где $d_э$ — эквивалентный диаметр межтрубного сечения, м;

l — длина пучка трубок в направлении движения рассола, м;

f — коэффициент внешнего трения, который при Re=500; 1000; 5000; 10 000; 15 000 и 20 000 равен соответственно 0,204; 0,153; 0,104; 0,098; 0,093 и 0,088.

Для поворота на 90° с поперечного обтекания трубок на продольное $\zeta=1{,}0$. Затем определяют Δp при продольном омывании пучка трубок в пространстве над перегородкой (по $d_э$ и w_w для этого сечения) как в канале. После этого следует поворот на 90° за перегородкой с продольного обмывания на поперечное ($\zeta=1{,}0$) и так далее по числу каналов и перегородок до выхода рассола из пучка, а затем из испарителя.

Например, для кожухозмеевикового испарителя, показанного на рис. 186, с длиной 2,3 м и диаметром 325 мм обечайки, с пучком из 76 гладких медных трубок диаметром 20 мм, расположенных в шахматном порядке с шагом 27 мм (общая наружная теплопередающая поверхность аппарата 10,4 м^2), гидравлическое сопротивление (кПа) в диапазоне скоростей воды $w_w = 2 \div 8$ м/с может быть определено по уравнению

$$\Delta p_w = 11{,}3 w_w^{2{,}6} \qquad \text{(XV.36)}$$

или на один ход аппарата

$$\Delta p_{w1} \approx 0{,}98 w_w^{2{,}6}. \qquad \text{(XV.36а)}$$

По фреону сопротивление этого испарителя не превышает 0,01 МПа.

Расчет на прочность рассольных испарителей со стороны хладагента производится по величине пробных давлений: 2,7 МПа — для аммиака и Ф-22; 1,8 МПа — для Ф-12. Водяные (рассольные) полости рассчитывают на $p = 0{,}6$ МПа.

Для фреоновых регенеративных теплообменников — переохладителей коэффициент теплопередачи k, отнесенный к внутренней поверхности гладкотрубного змеевика (см. рис. 187), принимают равным 230—290 Вт/(м^2 · К).

§ 72
Выбор и расчет дроссельного (регулирующего) органа и определение диаметроа трубопроводов

В качестве дроссельного оргаиа в холодильных машинах судовых установок кондиционирования воздуха применяются терморегулирующие клапаны (ТРК) и капиллярные трубки.

Относительно крупные машины, обслуживающие центральные кондиционеры, имеют ТРК, которые подбирают по холодопроизводительности. Фреоновые (Ф-12) терморегулирующие клапаны обозначаются ТРВ[1], а аммиачные — ТРВА. Цифра в обозначении указывает на холодопроизводительность в тыс. ккал/ч (кВт/1,163), зависящую от размера дроссельного отверстия. Например, ТРВ-2, ТРВА-120 и т. д. Терморегулирующие клапаны для фреонов-22 и =142 обозначаются, например, 22ТРВ-10Н, 22ТРВ-60В и 142ТРВ-30 (буквы Н и В указывают на ступень низкого или высокого давления двухступенчатой машины). Мелкие мембранные фреоиовые терморегулирующие клапаны также обозначаются: ТМ-2Ф, ТРВ-1М, ТРВ-2М, ТРВ-4М.

В холодильных машинах автономных кондиционеров применяют как ТРК, так и капиллярные трубки, а в зарубежных образцах — иногда и барорегулирующий клапан (БРК). Однако последний

[1] По установившейся традиции называть клапан вентилем.

в судовых автономных кондиционерах применен быть не может. Объясняется это тем, что, поддерживая постоянным давление (а значит, и температуру) кипения на переменных режимах, он заливает компрессор жидким хладагентом на режимах с низкими параметрами входящего воздуха и подает недостаточное количество его на режимах с высокими параметрами воздуха. Характеристика БРК обратна той, какая требуется для холодильной машины кондиционера.

При выборе дроссельного органа нужно учитывать: а) диапазон работы холодильной машины (по нагрузке на испаритель-воздухоохладитель коидиционера); б) надежность работы дроссельного органа; в) его стоимость и наличие промышленного выпуска.

Наиболее совершенным типом дроссельного (регулирующего) органа, с точки зрения обеспечения соответствующей компрессору и испарителю максимальной холодопроизводительности автономного кондиционера на всех режимах его работы, является ТРК. Он обеспечивает необходимое увеличение подачи жидкого фреона при росте тепловой нагрузки на испаритель и соответственно холодопроизводительности компрессора. Капиллярная трубка, рассчитанная на номинальный режим, обеспечивает необходимую подачу жидкости не во всем возможном диапазоне изменения нагрузок испарителя (рис. 207). Однако для судовых автономных кондиционеров при доле свежего (наружного) воздуха до 20% наибольшие значения $t_{м1}$ составляют 20—24° С, при которых характеристика капиллярной трубки практически не отличается от характеристики ТРК. В холодильных машинах, обслуживающих судовые центральные кондиционеры, капиллярную трубку применить не удается, так как, например, для прямоточной центральной СКВ $t_{м1\ макс}$ составляет 30—32° С.

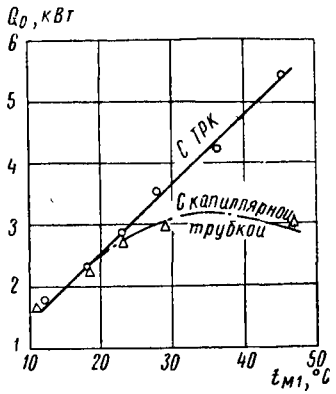


Рис. 207. Опытная зависимость холодопроизводнтельности Q_0 машины судового автономного кондиционера с ТРК н с капиллярной трубкой от температуры $t_{м1}$ воздуха по мокрому термометру на входе.

Недостатки ТРК — в основном технологические, связанные с трудностью герметизации термочувствительной системы и мест подсоединения ТРК к холодильной машине. Его относительно высокую стоимость можно не принимать во внимание, так как она экономически оправдывается выигрышем в затратах мощности на единицу выработанного холода при работе кондиционера на нерасчетных режимах. Однако при выборе типа дроссельного органа необходимо учитывать, производит ли отечественная промышленность ТРК нужной холодопроизводительности, предназначенные для работы на данном (выбранном) фреоне в режимах кондиционирования воздуха.

Главное достоинство капиллярной трубки — предельная простота, небольшая стоимость и высокая надежность в эксплуатации; ее недостаток — относительно малый диапазон внешних параметров, при которых обеспечивается эффективная работа холодильной машины. Кроме того, работа капиллярной трубки существенно зависит от величины переохлаждения хладагента перед ней, что также является недостатком капиллярной трубки, так как это ее свойство требует точной дозировки при заправке машины холодильным агентом. В связи с этим машина с капиллярной трубкой очень чувствительна к утечкам фреона.

Для условий, когда внешние параметры, определяющие режим работы холодильной машины, мало отклоняются от номинальных, капиллярная трубка — лучший дроссельный орган независимо от холодопроизводительности машины.

Обычный диапазон работы холодильной машины судового автономного кондиционера, работающего на режиме полной рециркуляции, соответствует относительно узкой зоне комфортных параметров воздуха в помещении и, следовательно, на входе в кондиционер, например, для условий тропиков: $t_{в1}=23\div27°$ С; $\varphi_{в1}=40\div60\%$. Добавка свежего воздуха, составляющая 5—15%, несколько расширяет этот диапазон, но тем не менее он остается достаточно узким и позволяющим применять капиллярную трубку в качестве дроссельного органа.

Расчет капиллярной трубки сводится к определению ее длины при принятом диаметре капилляра $d_к$ для определенного (номинального) режима работы кондиционера. Для расчета длины капилляра может быть использован приближенный полуэмпирический метод [167], дающий, несмотря на свою простоту, удовлетворительные результаты.

Длина капилляра (м)

$$l_к = 1{,}21\cdot10^{-9}d_к^5 p_к^2 p_0^{-1{,}8} V_0^{-2{,}26}, \qquad \text{(XV.37)}$$

где $d_к$ — внутренний диаметр капилляра, мм;
$p_к$ — абсолютное давление конденсации, МПа;
p_0 — абсолютное давление кипения, МПа;
V_0 — объемная производительность компрессора по параметрам пара на выходе из испарителя, м³/с.

Определить $l_к$ проще по номограмме, представленной на рис. 208.

При $p_к=1{,}63$ МПа ($t_к=42°$ С), $p_0=0{,}59$ МПа ($t_0=5°$ С), температуре всасываемых компрессором паров $t_{вс}=15°$ С ($v_{вс}=0{,}0425$ м³/кг) для фреоновых (Ф-22) холодильных машин кондиционеров «Нептун-18», «Нептун-36» и «Нептун-72» соответственно: $Q_0=2{,}54$; 4,83 и 9,4 кВт; $G_0=0{,}015$; 0,029 и 0,057 кг/с; $V_0\cdot10^4=6{,}4$; 12,3 и 24,3 м³/с; $d_к=1{,}6$; 2,2 и 3,0 мм; $l_к=1{,}48$; 1,57 и 1,64 м.

Длину капилляра, определенную расчетом, уточняют последующими испытаниями на экспериментальном образце холодильной машины. Этот капилляр с уточненной длиной принимают за эталон и тарируют продувкой сухого азота при избыточном давлении на входе 1,0 МПа. Данные по расходу азота, полученные в испыта-

ниях, используют в последующем для подбора капилляров, эквивалентных эталонному по пропускной способности.

Расчет капиллярных трубок для фреонов-12 и -22 с теплообменником (когда капилляр припаян к всасывающей трубе, что обычно делается в машинах домашних и других холодильников) и без него может быть произведен также по номограммам, приведенным в статье Б. С. Вейнберга [26].

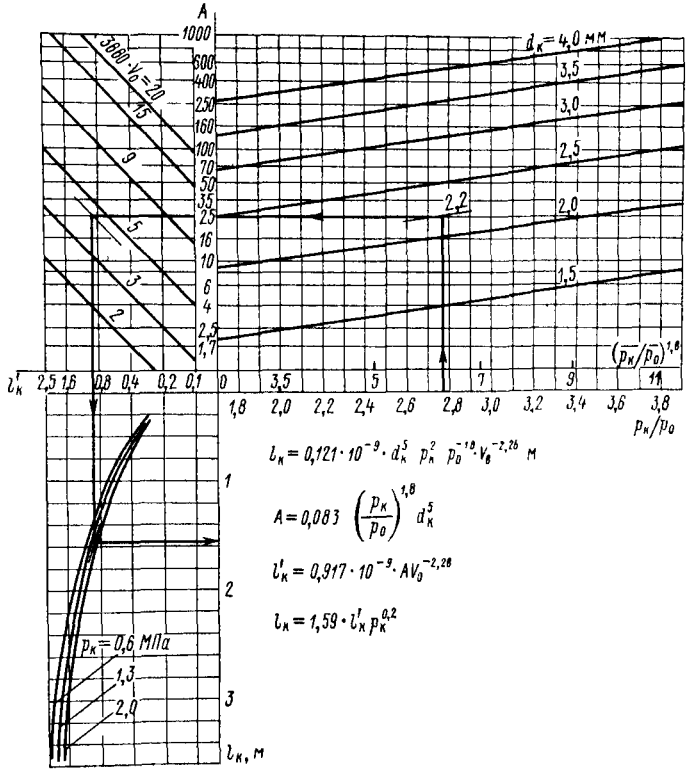


Рис. 208. Номограмма для расчета капиллярной трубки.

Расчет трубопроводов холодильной машины производят, исходя из объемного расхода тепло-хладоносителя (пара или жидкости) и допустимых его скоростей.

Внутренний диаметр (м) трубопроводов подсчитывают по формуле

$$d_{вн} = 1{,}13 \sqrt{\frac{Gv}{w}}, \qquad \text{(XV.38)}$$

где G — расход тепло-хладоносителя, кг/с;

v — его удельный объем (для фреона — средний удельный объем на расчетном режиме), м³/кг;

w — рекомендуемая скорость тепло-хладоносителя, м/с.

Скорости (м/с) тепло-хладоносителей можно принимать следующими: паров фреонов-12 и -22 во всасывающем трубопроводе компрессора 8—18, то же для аммиака 10—20; паров фреонов -12 и -22 в нагнетательном трубопроводе компрессора 10—24, то же для аммиака 12—25; жидких фреонов и аммиака на линии конденсатор — фильтр — осушитель — дроссельный органи 0,5—2 (не допускается парообразование до дросселя), а на лиинии дроссельный орган — испаритель 0,5—1,5; воды в трубопроводах охлаждения конденсатора и рассола в циркуляционном контуре 1,0—2.

Для паровых линий всасывания хладагента полное допустимое гидравлическое сопротивление составляет 0,007—0,02 МПа, а для линий нагнетания — 0,014—0,028 МПа.

Меньшие значения скоростей следует принимать для протяженных сложных линий с множеством местных сопротивлений, а бо́льшие, наоборот,— для коротких и простых участков труб.

Для аммиачных линий применяют стальные бесшовные трубы по ГОСТ 8734—58. Фреоновые трубопроводы с условным проходом до 20 мм включительно выполняют, как правило, из медных труб по ГОСТ 617—64, для больших условных проходов — из стальных бесшовных труб.

Водяные и рассольные трубопроводы изготовляют из стальных труб по ГОСТ 8734—58.

При проектировании системы трубопроводов необходимо пользоваться данными и рекомендациями соответствующих справочников («Холодильная техника», том I и др.), Правил Регистра СССР и других нормативных материалов.

ГЛАВА

XVI

ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

В отличие от парокомпрессорных холодильных машин с электроприводом теплоиспользующие машины вырабатывают холод, потребляя непосредственно в основном тепловую энергию, в том числе и низкопотенциальную, а также некоторое количество электроэнергии для привода насосов.

В связи с тем, что на судах, особенно при работе главной энергетической установки, имеется большое количество относительно низкопотенциального тепла (отходящих газов, охлаждающей двигатели воды и т. п.), теплоиспользующие холодильные машины для систем кондиционирования воздуха и рефрижерации могут быть весьма перспективными. Это показано исследованиями многих авторов [12, 55, 62, 63, 64, 70, 71, 108, 129, 130].

К теплоиспользующим холодильным машинам относятся: абсорбционные, пароэжекторные, турбокомпрессорные (агрегаты турбина — компрессор) и др.

§ 73
Абсорбционные холодильные машины

Действие абсорбционных холодильных машин (АБХМ) основано на применении бинарных смесей, которые в разных местах контура машины разделяются, а затем воссоединяются. В холодильной технике используют предпочтительно такие бинарные смеси, компоненты которых при одинаковом давлении имеют резко различающиеся температуры кипения. Легкокипящий (с более низкой температурой кипения) компонент служит хладагентом. Труднокипящий компонент называется абсорбентом, так как предназначен для поглощения хладагента. Этому условию отвечают, например, водоаммиачный раствор (при давлении $p \approx 0{,}1$ МПа температуры кипения аммиака и воды составляют соответственно — 33 и 100° С), раствор Ф-22 и дибутилового эфира фталевой кислоты — дибутилфталата ДБФ (температуры кипения соответственно —40,8 и 345° С), раствор воды и бромистого лития (температуры кипения 100 и 1265° С). Температура кипения раствора при одном и том же давлении зависит от его концентрации (содержания хладагента в абсорбенте).

Принципиальная схема абсорбционной холодильной машины представлена на рис. 209. В генераторе *Г* находится раствор хладагента в абсорбенте. При подводе тепла к раствору от греющей среды (газов, горячей воды и т. п.) он кипит при некотором повышенном давлении $p_к$. При этом из раствора выделяются пары, содержащие в основном хладагент и некоторое количество (от 0 до 10—15% в зависимости от типа смеси) абсорбента. Их концентрация $\xi_d = \dfrac{G_{ха}}{G_{ха} + G_{абс}}$, где $G_{ха}$, $G_{абс}$ — соответственно количества хладагента и абсорбента.

Пары хладагента из генератора отгоняются в конденсатор *Кн*, где за счет охлаждения забортной водой конденсируются. Жидкий хладагент дросселируется в регулирующем клапане *РК1* и поступает в испаритель *И-ВО*, являющийся воздухоохладителем кондиционера. Из испарителя пары хладагента с той же концентрацией ξ_d поступают в абсорбер *А*, в который из генератора через регенеративный теплообменник *РТО* и клапан *РК2* перетекает слабый (по концентрации хладагента) раствор с концентрацией ξ_a. Слабый раствор интенсивно поглощает пары хладагента, образуя крепкий раствор с концентрацией ξ_r. При этом выделяется большое количество тепла, которое отводится забортной водой.

Крепкий раствор из абсорбера забирается насосом *Н* и подается через *РТО* в генератор, после чего описанный выше цикл повторяется; это обеспечивает непрерывную работу машины и получение холода.

Давление $p_к$ в генераторе и конденсаторе повышенное, а в испарителе и абсорбере p_0 пониженное. Эти полости разделяются клапанами *РК1 и РК2* и насосом *Н* (роль разделителя вместо клапанов могут выполнять форсунки разбрызгивающих устройств, столб жидкости в трубопроводе между аппаратами и т. д.).

В отличие от компрессорных машин, в которых применяются механические компрессоры, в абсорбционных машинах действует термохимический компрессор: абсорбер за счет поглощения абсорбентом обеспечивает всасывание паров хладагента из испарителя, а насос и генератор — сжатие и нагнетание их в конденсатор.

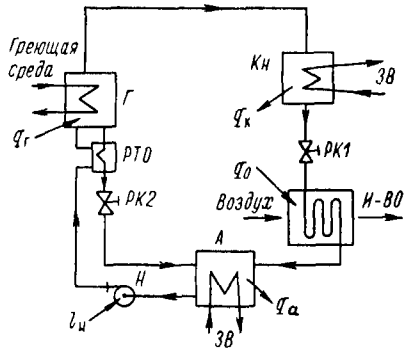


Рис 209. Принципиальная схема абсорбционной холодильной машины.

Так обеспечивается замкнутая циркуляция обоих компонентов раствора, разделяемых в генераторе и воссоединяемых в абсорбере.

Кратность циркуляции, т. е. количество крепкого раствора, подаваемого в генератор, приходящееся на 1 кг отогнанных из генератора паров, для абсорбционных машин практически составляет $f = \frac{G_r}{G_d} = \frac{\xi_d - \xi_a}{\xi_r - \xi_a} = 4 \div 10$ кг/кг ($G_г$ — количество крепкого раствора, поступающего в генератор; G_d — количество паров, отгоняемых из генератора за это же время).

Тепловой баланс абсорбционной машины, отнесенный к 1 кг отогнанных из генератора в конденсатор паров хладагента, выражается равенством

$$q_г + q_н + q_0 = q_к + q_а, \qquad \text{(XVI.1)}$$

где через $q_г$, $q_н$, q_0 обозначено (рис. 209) удельное тепло, подведенное соответственно в генераторе, насосе и испарителе, а через $q_к$ и $q_а$ — тепло, отведенное в конденсаторе и абсорбере.

Из-за малости величины $q_н$ в сравнении с $q_г$ ею можно пренебречь.[1] Тогда тепловой коэффициент

$$\zeta = \frac{q_0}{q_г}. \qquad \text{(XVI.2)}$$

Значения тепловых коэффициентов различных абсорбционных холодильных машин лежат в пределах 0,4—0,7.

[1] Тепловой эквивалент работы насоса $q_н$ действительно мал в сравнении с теплом $q_г$, подведенным в генераторе. Однако насос потребляет высокопотенциальную электрическую энергию, а генератор — низкопотенциальную тепловую. Поэтому для более точной и объективной оценки эффективности теплоиспользующих машин, в том числе и абсорбционных, ниже будет приведен другой метод.

Цикл абсорбционной холодильной машины обычно изображается в диаграмме ξi (концентрация — энтальпия). Характерное расположение основных линий в этой диаграмме показано на рис. 210, *а*. Кривая AC — графическая зависимость энтальпии кипящего раствора при постоянном давлении $p=\text{const}$ от концентрации. Ордината OA (при $\xi=0$) — это энтальпия чистого кипящего абсорбента, а отрезок $1—C$ — энтальпия чистого кипящего хладагента ($\xi=1$).

Паровая фаза, равновесная кипящему раствору, при том же давлении $p=\text{const}$ имеет более высокие значения энтальпий. По-

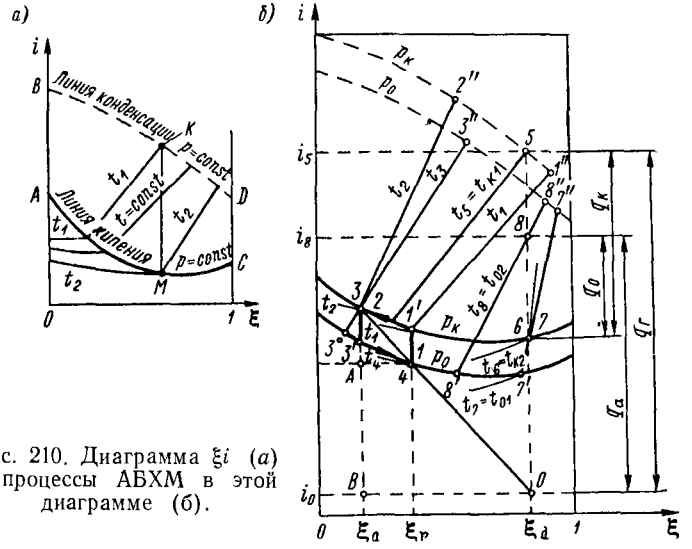


Рис. 210. Диаграмма ξi (*а*) и процессы АБХМ в этой диаграмме (б).

этому изобара сухого насыщенного пара (штриховая кривая $ВД$) находится выше изобары AC кипящего раствора. Отрезки AB и CD представляют собой теплоту парообразования соответственно абсорбента (при $\xi=0$) и хладагента (при $\xi=1$), а любой отрезок MK — теплоту парообразования раствора при данной концентрации ξ.

Полная диаграмма ξi представляет собой семейство описанных выше кривых, из которых каждая пара соответствует одному определенному давлению. Область, заключенная между каждой парой кривых $p=\text{const}$, является областью влажного пара. Концентрацию и энтальпию для различных точек этой области вычисляют с помощью уравнения смешения соответствующих количеств кипящей жидкости и сухого пара, имеющих одну и ту же температуру. Поэтому все промежуточные состояния лежат на прямой, соединяющей крайние точки сухого пара и жидкости. Эти прямые являются изотермами влажного пара (рис. 210, *а*).

Кроме диаграмм ξi, при расчете могут быть использованы диаграммы растворов, построенные в других координатах: ξs; ξt; ξp и др.

На рис. 210, *б* в диаграмме ξi показаны процессы, происходящие в простейшей абсорбционной холодильной машине без регенеративного теплообменника и дополнительной очистки паров, отгоняемых из генератора. Рассмотрим эти процессы и состояния раствора в отдельных точках цикла (контура машины).

Точка *1* — переохлажденный крепкий раствор, подаваемый насосом в генератор (при $p_к$ и $\xi_г$); процесс *1—1′* — подогрев крепкого раствора в генераторе до состояния насыщения (температуры t_1); состоянию насыщения крепкого раствора в начале выпаривания (при t_1) соответствует равновесное состояние отгоняемого пара, характеризуемое точкой *1″*. Процесс *1′—2* — выпаривание хладагента из раствора в генераторе при давлении $p_к$, которое заканчивается при температуре t_2, зависящей от температуры греющего источника, и концентрации $\xi_а$ раствора; точка *2″* — состояние пара, равновесного слабому раствору, выходящему из генератора, т. е. в конце выпаривания.

Точка *3*, геометрически совпадающая с точкой *2*, изображает состояние слабого раствора концентрации $\xi_а$ после дросселирования в *РК2* (рис. 209) до давления p_0. В результате дросселирования ($i=\text{const}$) получаем жидкость состояния *3°* и пар состояния *3″* при температуре t_3 (рис. 210, *б*). Смесь с состоянием точки *3* попадает в абсорбер. Процесс *3°—4* — поглощение жидкостью слабого раствора паров, образовавшихся при его дросселировании (до точки *3′*) и паров, поступающих в абсорбер из испарителя. Низшая температура t_4 абсорбции, определяющая концентрацию $\xi_г$ крепкого раствора, зависит от температуры $t_{з.в}$ охлаждающей абсорбер забортной воды и обычно на 5—8° С выше ее. Процесс *4—1* (точки геометрически совпадают) — сжатие крепкого раствора от давления p_0 до давления $p_к$, приращение энтальпии в котором практически равно нулю.

Изменение концентрации от $\xi_г$ до $\xi_а$ называют интервалом (зоной) дегазации, который обратно пропорционален кратности циркуляции раствора.

Точка *5* — состояние паров, образовавшихся в генераторе, с давлением $p_к$ и концентрацией $\xi_д$. Процесс *5—6* — конденсация паров в конденсаторе при давлении $p_к$ и $\xi_д=\text{const}$; при этом температура конденсации изменяется от $t_{к1}=t_5$ до наименьшей $t_{к2}=t_6$, определяемой по температуре $t_{з.в}$ охлаждающей конденсатор забортной воды с учетом необходимого температурного напора. Процесс *6—7* (точки совпадают) — дросселирование жидкости в регулирующем клапане *РК1* (см. рис. 209) до давления p_0, при этом образуется смесь паров состояния *7″* и жидкости состояния *7′*. Температура t_7 является начальной (наименьшей) температурой t_{01}, определяемой требуемыми условиями охлаждения воздуха (рассола и т. п.). Процесс *7—8* — кипение в испарителе при давлении p_0 (до конечной высшей температуры $t_{02}=t_8=t_{01}+$ $+(3\div8)°\text{С}$). Поскольку концентрация влажных паров в конце кипения равна $\xi_д$, то их состояние определяется точкой *8*, лежащей на пересечении линии $\xi_д=\text{const}$ с изотермой t_8.

В генераторе, конденсаторе, испарителе и абсорбере АБХМ процессы происходят при постоянном давлении. Поэтому количество поглощаемого или выделяемого в них тепла может быть выражено через разность соответствующих энтальпий раствора. С учетом кратности циркуляции f это количество тепла, отнесенное к 1 кг паров, отогнанных из генератора (сжиженных в конденсаторе), составляет (кДж/кг):

тепло, подведенное в генераторе,

$$q_г = i_5 + (f - 1)\, i_2 - f i_4 = i_5 - i_2 + f\,(i_2 - i_4);$$

тепло, отведенное в конденсаторе, $q_к = i_5 - i_6$;

тепло, подведенное в испарителе $q_0 = i_8 - i_7$;

тепло, отведенное в абсорбере,

$$q_а = i_8 + (f - 1)\, i_3 - f i_4 = i_8 - i_3 + f\,(i_3 - i_4).$$

Величины $q_г$, $q_к$, q_0 и $q_а$ в диаграмме ξi могут быть представлены соответствующими отрезками (рис. 210, *б*). Для $q_к$ и q_0 это очевидно, а для $q_г$ и $q_а$ необходимо дополнительное построение треугольников *2—BO* и *2—A—4* (путем проведения прямой через точки *2* и *4* до линии $\xi_d = \text{const}$ и горизонталей *OB* и *4—A*) и их анализ как подобных, из которого получаем $i_0 = i_2 - f\,(i_2 - i_4) = i_3 - f\,(i_3 - i_4)$.

Тепловой эквивалент работы насоса (кДж/кг)

$$q_н = v_r f\,(p_к - p_0)\, 10^{-3},$$

где v_r — удельный объем крепкого раствора, м³/кг, а $p_к$ и p_0 выражены в МПа.

Процесс абсорбции идет тем лучше, чем ниже температура в абсорбере. Поэтому целесообразно слабый горячий раствор, поступающий из генератора в абсорбер, охлаждать. Это можно сделать с помощью холодного крепкого раствора, подаваемого насосом из абсорбера в генератор, в регенеративном теплообменнике *РТО* (см. рис. 209), установленном между генератором и абсорбером. Применение *РТО* приводит также к повышению теплового коэффициента машины, так как при поступлении в генератор более теплого крепкого раствора уменьшается количество подводимого от внешнего источника в генераторе тепла $q_г$. Кроме того, сокращается расход воды на охлаждение абсорбера, поскольку туда поступает охлажденный слабый раствор.

Схемы абсорбционных машин, работающих на различных растворах, отличаются одна от другой. Однако все они имеют *РТО*.

Чем больше разность температур кипения хладагента и абсорбента, тем лучше они разделяются в генераторе и тем меньше содержание абсорбента в парах хладагента, отгоняемых из генератора. Во фреоновых и бромистолитиевых машинах из генератора отгоняются практически чистые пары хладагента (Ф-22 и воды соответственно). В водоаммиачных машинах (с наименьшей разностью температур кипения хладагента и абсорбента) на выходе из генератора в парах аммиака содержится 10—15% воды.

Поэтому их необходимо очищать. Для этого применяются дополнительные устройства (рис. 211, *а*): ректификатор *Р* и дефлегматор *Д*.

Ректификатор располагается над генератором и представляет собой аппарат в виде кожуха, в котором имеется слой керамических колец. На этот слой сверху сливают крепкий водоаммиачный раствор, подаваемый из абсорбера насосом. Горячие пары аммиака с примесью водяных паров проходят снизу вверх через слой колец. При этом крепкий раствор нагревается парами, выделяя некоторое количество аммиака с поглощением на этот процесс разделения определенной теплоты от паров. Вследствие физического (из-за разности температур) и химического (для компенсации теплоты выпаривания аммиака из крепкого раствора) теплообмена пары охлаждаются, выделяя

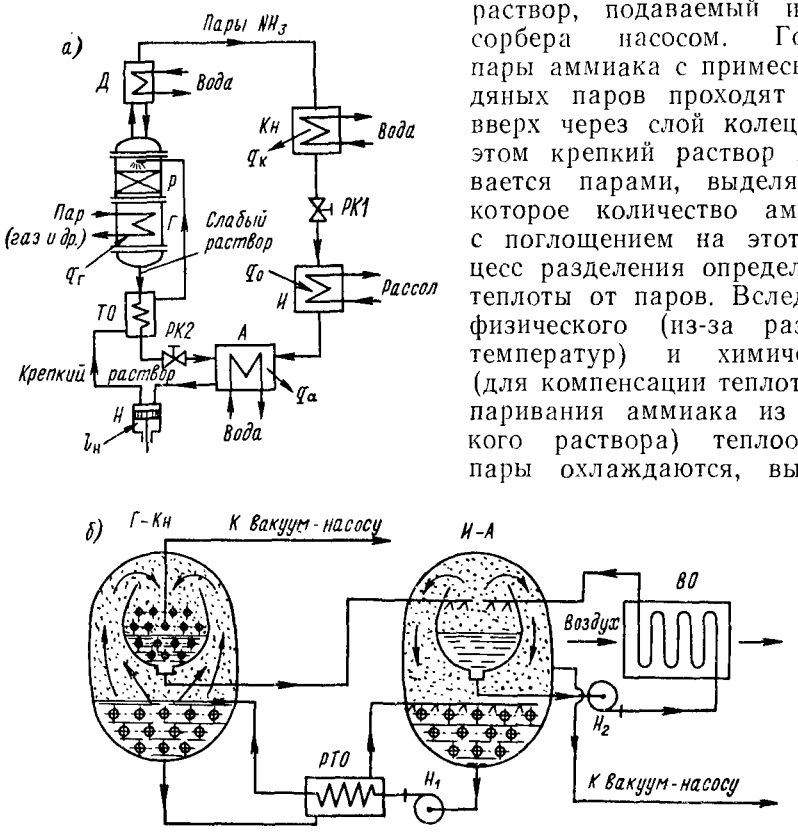


Рис. 211. Схемы абсорбционных холодильных машин: *а* — водоаммиачной; *б* — бромистолитиевой.

(в виде конденсата) некоторое количество воды. Таким образом, в ректификаторе повышается содержание аммиака в парах до 95—99,5%.

В аппарате — дефлегматоре *Д* пары окончательно освобождаются от остаточной влаги за счет охлаждения забортной водой примерно на 30° С. Сконденсированные водяные пары, содержащие небольшое количество аммиака (так называемая флегма), стекают из дефлегматора в ректификатор и далее в генератор, а практически чистые пары аммиака поступают в конденсатор.

Если не очищать пары аммиака от воды, то холодопроизводительность машины снизится, а ее работа ухудшится.

Тепловой коэффициент водоаммиачных и фреоновых абсорбционных машин в режиме кондиционирования составляет приблизительно 0,4—0,5. Большей экономичностью ($\zeta=0{,}7$) отличаются бромистолитиевые машины. Однако им свойствен существенный недостаток — необходимость поддержания глубокого вакуума в испарителе и абсорбере и умеренного вакуума в генераторе и конденсаторе, так как хладагентом в этих машинах служит вода.

Общий недостаток абсорбционных машин, особенно важный для судовых условий, в отличие от парокомпрессорных,— наличие большого числа теплообменных аппаратов с повышенными тепловыми нагрузками, а отсюда — большие массы и габариты этих машин. Однако совмещение в одном корпусе испарителя с абсорбером и генератора с конденсатором, а также применение более совершенных теплообменных поверхностей делают бромистолитиевые машины конкурентоспособными, особенно если учесть их относительно высокую эффективность и то, что они работают на тепле низкого потенциала (с температурой 100—120° С). Принципиальная схема такой машины показана на рис. 211, *б*.

В нижней части общего корпуса — блока *Г—Кн* расположен генератор, межтрубное пространство которого заполнено водным раствором бромистого лития. Тепло подводится, например, от горячей воды, протекающей в трубках. При этом с помощью вакуумного насоса, отсасывающего неконденсирующиеся газы (в основном воздух) из блока, в нем поддерживается вакуум. Вода выкипает из раствора, ее пары поднимаются в верхнюю часть блока и конденсируются на трубках конденсатора, через которые прокачивается забортная вода.

Из конденсатора вода перетекает к форсункам испарителя, расположенного в верхней части блока *И—А*, в котором поддерживается более глубокий, чем в блоке *Г—Кн*, вакуум с помощью другого вакуумного насоса. Сюда же, в испаритель, через форсунки подводится отепленная вода из *ВО* кондиционера.

Часть подводимой в испаритель и разбрызгиваемой воды испаряется, за счет чего остальная масса воды охлаждается и насосом H_2 подается в воздухоохладитель. Из испарителя пары отсасываются в нижнюю часть блока — абсорбер, куда подается из генератора через *РТО* раствор бромистого лития в воде, поглощающий водяные пары. Из абсорбера в генератор раствор подается насосом H_1.

Бромистолитиевые машины (АБЛХМ) относительно широко применяются в зарубежной стационарной практике, в американском военном флоте, начинают они использоваться и в нашей стране. Более подробные сведения об абсорбционных машинах, их теория и расчет изложены в книге [8] и в других работах.

Для судов абсорбционные машины неудобны из-за большого числа теплообменных аппаратов со свободным уровнем жидкости, больших габаритов и массы, а также корродирующего действия бромистого лития. Однако при условии совершенствования их конструкции АБЛХМ перспективны.

§ 74
Водяные эжекторные холодильные машины

Эжекторная холодильная машина, как и абсорбционная, работает по совмещенному циклу, т. е. в ней совмещены паросиловая установка с двигателем — эжектором и холодильная машина со струйным компрессором — тем же эжектором. Паросиловая установка включает в себя парогенератор, эжектор, конденсатор и насос. В состав холодильной машины входят эжектор, конденсатор, дроссель и испаритель.

В качестве рабочего тела эжекторных холодильных машин чаще всего применяется вода, а в последнее время и фреоны. Принцип действия и основы теории эжекторной машины, работаю-

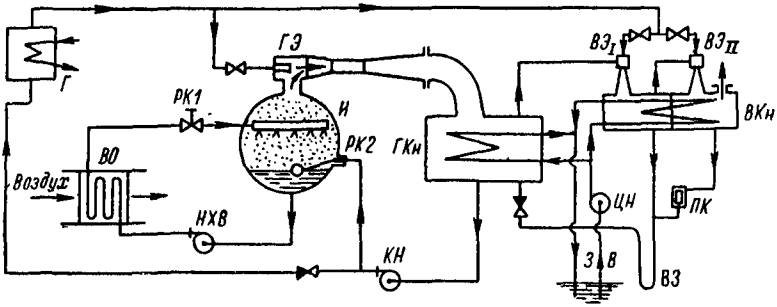


Рис. 212. Схема пароводяной эжекторной холодильной машины.

щей на любом рабочем теле, одни и те же. Однако водяная эжекторная холодильная машина по сравнению с фреоновой имеет ряд дополнительных устройств, что связано с необходимостью поддержания вакуума в ее испарителе и конденсаторе. Кроме того, имеются отличия и в цикле: из испарителя водяной машины отсасывается влажный или в крайнем случае сухой насыщенный пар, из испарителя фреоновой машины может выходнть и перегретый пар (объяснение — в конструктивных схемах машин); водяная эжекторная машина обычно работает на сухом насыщенном рабочем паре, а фреоновая — также и на перегретом, что в ряде случаев выгодно (см. § 75).

На рис. 212 показана принципиальная схема пароводяной эжекторной холодильной машины, работающей на воздухоохладитель *ВО* кондиционера. Рабочий пар давлением $p_р = 0{,}4 \div 1{,}6$ МПа из генератора *Г* поступает к главному эжектору *ГЭ* и вспомогательным $ВЭ_I$ и $ВЭ_{II}$. Главный эжектор *ГЭ* отсасывает водяные пары из испарителя *И* и нагнетает их в главный конденсатор *ГКн*, где происходит их конденсация за счет охлаждения забортной водой *ЗВ*.

Поскольку в испарителе главным эжектором поддерживается глубокий вакуум, испарение воды происходит при пониженных

температурах (при $t_0=4\div13^\circ$ С абсолютное давление в испарителе $p_0=0{,}8\div1{,}6$ кПа, т. е. $p_0=6\div12$ мм рт. ст.). За счет испарения части воды другая ее часть охлаждается и насосом холодной воды *НХВ* подается в воздухоохладитель кондиционера. Из *ВО* отепленная вода возвращается через регулирующий клапан *РК1* и разбрызгивается в испарителе через специальное форсуночное устройство.

Для компенсации отсасываемых из испарителя паров в него из конденсатора насосом *КН* через поплавковый регулирующий клапан *РК2* подается вода в том же количестве. Этим же насосом *КН* из конденсатора через невозвратный клапан подается в парогенератор *Г* вода в количестве, равном расходу рабочего пара на эжекторы.

Для поддержания в главном конденсаторе вакуума, соответствующего температуре конденсации $t_к$ водяных паров, и отсоса из него воздуха служат вспомогательные эжекторы *ВЭ* и конденсаторы *ВКн*. Водяные пары с воздухом из *ГКн* отсасываются вспомогательным эжектором первой ступени $ВЭ_I$; они нагнетаются в первую секцию *ВКн*, где водяной пар конденсируется. Воздух частично с водяным паром из первой секции *ВКн* отсасывается вспомогательным эжектором второй ступени $ВЭ_{II}$ и нагнетается во вторую секцию *ВКн*, из которой воздух выпускается в атмосферу. Конденсат из *ВКн* через поплавковый клапан *ПК*, водяной затвор *ВЗ* и невозвратный клапан поступает в главный конденсатор.

Основной элемент машины — эжектор, принципиальная схема которого показана на рис. 213 (там же показано изменение статических давлений по ходу рабочего и эжектируемого холодного паров). Рабочий пар с параметрами $p_р$, $t_р$ подводится к рабочему комбинированному (расширяющемуся) соплу *РС*. В узком сечении сопла $f_{рх}$ достигается критическая скорость $w_{рх}$, а на выходе, в сечении $f_{р1}$,— сверхкритическая $w_{р1}$. Давление в выходном сечении сопла равно давлению в приемной камере *ПК*, равному давлению p_0 кипения воды в испарителе[1].

По мере удаления от сопла массовый расход движущегося потока непрерывно увеличивается за счет инжектируемой среды, а поперечное сечение движущегося потока растет. На некотором расстоянии от выходного сечения сопла поток, движущийся по направлению к камере смешения *КС*, заполняет все сечение f_4 приемной камеры.

Массовый расход движущегося потока достигает в этом сечении величины $(G_р+G_0)$, где $G_р$ — расход рабочего пара (через сопло главного эжектора), G_0 — расход эжектируемого (холодного) пара. Профиль скоростей в этом сечении имеет большую неравномерность по радиусу от очень малой на границе до близкой к скорости $w_{р1}$ истечения рабочего пара из сопла на оси потока.

[1] Будем считать, а это близко к истине, что давление всасываемых паров равно давлению кипения, так как сопротивление всасывающего тракта незначительно

Сечение f_4 является конечным сечением приемной камеры и начальным сечением камеры смешения.

Сечение, занимаемое потоком, при дальнейшем движении определяется профилем струйного аппарата, так как любое сечение струйного аппарата, правее сечения f_4, заполнено движущимся потоком. В большинстве случаев, когда основная часть камеры смешения имеет цилиндрическую форму с сечением $f_3=f_2=(f_{p2}+f_{02})<f_4$ и движущийся поток проходит через входной участок камеры смешения, на котором его сечение уменьшается от f_4 до $f_2=f_3$, ско-

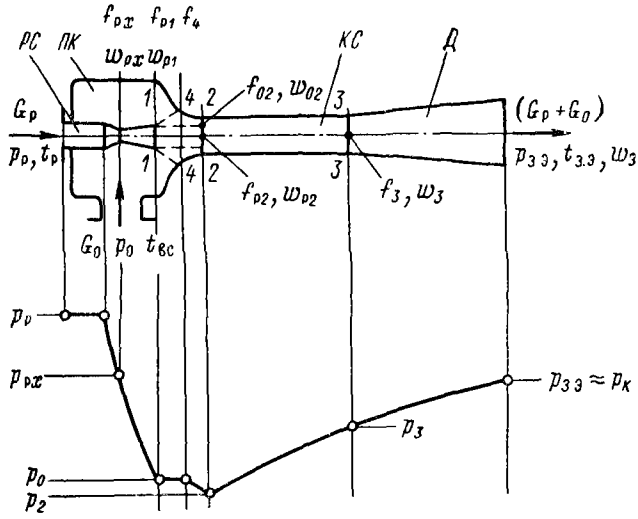


Рис. 213. Схема эжектора.

рость потока на этом участке растет, а давление падает до $p_2<p_0$.

Процесс выравнивания скоростей в камере смешения сопровождается изменением давления. Цилиндрическая камера смешения обеспечивает наибольшую степень восстановления давления по сравнению с камерами другого профиля. Поэтому ее чаще всего и применяют в струйных аппаратах. Однако при больших степенях сжатия, когда в цилиндрической камере смешения наступают предельные режимы, могут быть использованы камеры смешения иных форм. В пароводяных эжекторных машинах нередко применяются эжекторы с конфузорными камерами смешения и небольшой цилиндрической горловиной для перехода к диффузору.

Как видно из рис. 213, в камере смешения происходит рост давления потока от p_2 до p_3. Далее поток поступает в диффузор Д, где его давление растет от p_3 до $p_{3.э}$, а скорость падает от w_3 до $w_{3.э}$. Если пренебречь аэродинамическим сопротивлением нагнетательного тракта от эжектора до конденсатора, то давление за

эжектором $p_{э.о}$ можно считать равным давлению конденсации $p_к$ в главном конденсаторе.

Основной характеристикой эжектора является коэффициент эжекции

$$u = \frac{G_0}{G_р}. \qquad \text{(XVI.3)}$$

Он зависит от свойств рабочего и инжектируемого пара, степени понижения давления рабочего пара в сопле (степени расширения — условно), $p_р/p_0$ и степени повышения давления холодного пара (степени сжатия) $p_к/p_0$. Чем выше $p_р/p_0$ и ниже $p_к/p_0$, тем больше u.

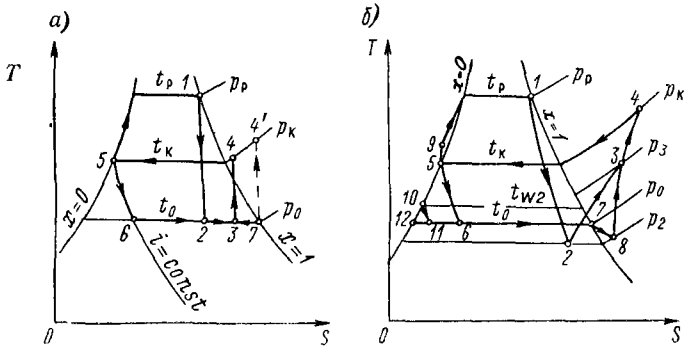


Рис. 214. Циклы пароводяной эжекторной холодильной машины: *а* — теоретический; *б* — действительный.

На рис. 214 представлены теоретический и действительный циклы пароводяной эжекторной холодильной машины в диаграмме sT. Теоретические процессы (рис. 214, *а*) расширения рабочего пара в сопле (*1—2*) и сжатия смеси рабочего и холодного пара (*3—4*) являются адиабатическими, а смешение рабочего и холодного пара (процессы *2—3* и *7—3*) происходит при постоянном давлении p_0. Процессы: *4—5* — конденсация в *ГКн*; *5—6* — дросселирование в *РК2*; *6—7* — кипение в испарителе; *5—1* — подвод тепла в парогенераторе.

Таким образом, в теоретическом цикле водяной эжекторной холодильной машины (ВЭХМ) круговой процесс *1—2—3—4—5—1* является прямым циклом, а круговой процесс *7—3—4—5—6—7* — обратным циклом.

Теоретический тепловой коэффициент, характеризующий эффективность теоретического обратимого цикла ВЭХМ,

$$\zeta_т = \frac{Q_0}{Q_г} = \frac{Q_0}{Q_к - Q_0} = \frac{1}{\frac{Q_к}{Q_0} - 1}, \qquad \text{(XVI.4)}$$

где Q_0 — холодопроизводительность машины, $Q_0 = G_0 (i_7 - i_6) = uG_р (i_7 - i_6)$;

$Q_г$ — тепло, подведенное в парогенераторе, $Q_г = G_р (i_1 - i_5)$;

$Q_к$ — тепло, отведенное в конденсаторе, $Q_к = (G_р + G_0)(i_4 - i_5)$.

Очевидно, что

$$\zeta_т = u \frac{i_7 - i_6}{i_1 - i_5} = u \frac{q_0}{q_г}, \qquad \text{(XVI.5)}$$

где q_0 — удельная холодопроизводительность воды в испарителе, кДж/кг;

$q_г$ — удельное тепло, подводимое к 1 кг рабочего пара в парогенераторе, кДж/кг.

Тепловой баланс цикла ВЭХМ

$$(1 + u)(i_4 - i_5) = (i_1 - i_5) + u(i_7 - i_6). \qquad \text{(XVI.6)}$$

Термический к. п. д. теоретического прямого цикла

$$\eta_t = \frac{l}{q_г}, \qquad \text{(XVI.7)}$$

где l — работа 1 кг рабочего пара, полученная в цикле (в эжекторе), кДж/кг.

Теоретический холодильный коэффициент обратного цикла

$$\varepsilon_т = \frac{q_0}{l_0}, \qquad \text{(XVI.8)}$$

где l_0 — работа, затраченная на 1 кг холодного пара в цикле (в эжекторе), кДж/кг.

Поскольку в эжекторе при расширении 1 кг рабочего пара обеспечивается сжатие u кг холодного пара, т. е. $l = ul_0$. Подставив это равенство в формулу (XVI.7) и перемножив η_t на $\varepsilon_т$, получим

$$\eta_t \varepsilon_т = \frac{ul_0}{q_г} \cdot \frac{q_0}{l_0} = u \frac{q_0}{q_г} = \zeta_т. \qquad \text{(XVI.9)}$$

Таким образом, теоретический тепловой коэффициент идеальной эжекторной холодильной машины, равный произведению термического к. п. д. прямого цикла на теоретический холодильный коэффициент обратного цикла, является показателем, учитывающим потери как в прямом, так и в обратном циклах этой машины.

В действительном цикле ВЭХМ, представленном на рис. 214, *б*, процессы: *1—2* — действительное политропное расширение рабочего пара в сопле от давления $p_р$ до давления p_2; *7—8* — политропное расширение холодного пара от давления p_0 до давления p_2 во входной части камеры смешения эжектора — на участке между сечениями *4—4* и *2—2* (см. рис. 213); *2—3* и *8—3* — одновременное смешение и сжатие рабочего и холодного пара в камере смешения эжектора; *3—4* — сжатие смеси рабочего и холодного пара в диффузоре эжектора; *4—5* — конденсация смеси паров в конден-

саторе; *5—9* — подогрев конденсата в питательном насосе, подающем конденсат в генератор; *9—1* — подвод тепла в генераторе; *5—6* — дросселирование конденсата, поступающего из конденсатора в испаритель, в *РК2* (см. рис. 212), в результате чего образуются две фазы — вода, состояние которой характеризуется точкой *12* (рис. 214, *б*), и пар состояния в точке *7*; *6—7* — кипение сдросселированного конденсата в испарителе.

Отепленная вода от охлаждаемого объекта — *ВО* кондиционера (см. рис. 212) поступает в испаритель, к регулирующему клапану *РК1*, с температурой t_{w2} (точка *10* на рис. 214, *б*). Проходя через *РК1* и разбрызгивающее устройство испарителя, она дросселируется (процесс *10—11*) и разделяется на две фазы — воду состояния в точке *12* и пар состояния в точке *7*.

Пар из испарителя в количестве G_0 отсасывается главным эжектором, а вода в количестве G_w подается насосом *НХВ* к потребителю холода. Таким образом, тепловой баланс испарителя можно записать так:

$$Q_0 = G_0 (i_7 - i_8) = G_w c_w (t_{w2} - t_{w1}) = G_w c_w (t_{w2} - t_0), \quad \text{(XVI.10)}$$

где c_w — теплоемкость воды, кДж/(кг · К).

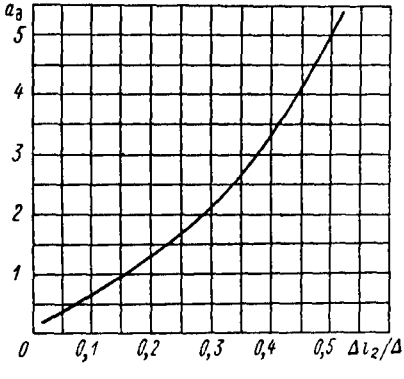


Рис. 215. Обобщенные значения коэффициентов удельного расхода пара для ВЭХМ.

Обычно рабочая вода в испарителе охлаждается на 2—3° С (не более чем на 3—5° С). При необходимости большого охлаждения рабочей воды применяют ступенчатое охлаждение, что сокращает необратимые потери цикла, но усложняет установку.

Вследствие необратимых потерь в эжекторе (трение в рабочем сопле, камере смешения и диффузоре, потери на удар в смесительной камере) и остальных элементах эжекторной машины (сравни действительный и творческий циклы на рис. 214), действительные коэффициент эжекции $u_д$ и тепловой коэффициент $\zeta_д$ меньше теоретических.

Действительный тепловой коэффициент

$$\zeta_д = \zeta_т \eta = \zeta_т \eta_x \eta_{0i} = \varepsilon_т \eta_x \eta_i \eta_{0i} = \varepsilon_д \eta_i, \quad \text{(XVI.11)}$$

где η — степень обратимости цикла эжекторной холодильной машины $\eta = \eta_x \eta_{0i}$; для ВЭХМ $\eta \approx 0{,}15 \div 0{,}20$;

η_x — степень обратимости обратного цикла машины;

η_{0i} — относительный внутренний (индикаторный) к. п. д. прямого цикла;

$\varepsilon_д$ — действительный холодильный коэффициент обратного цикла, $\varepsilon_д = \varepsilon_т \eta_x$;

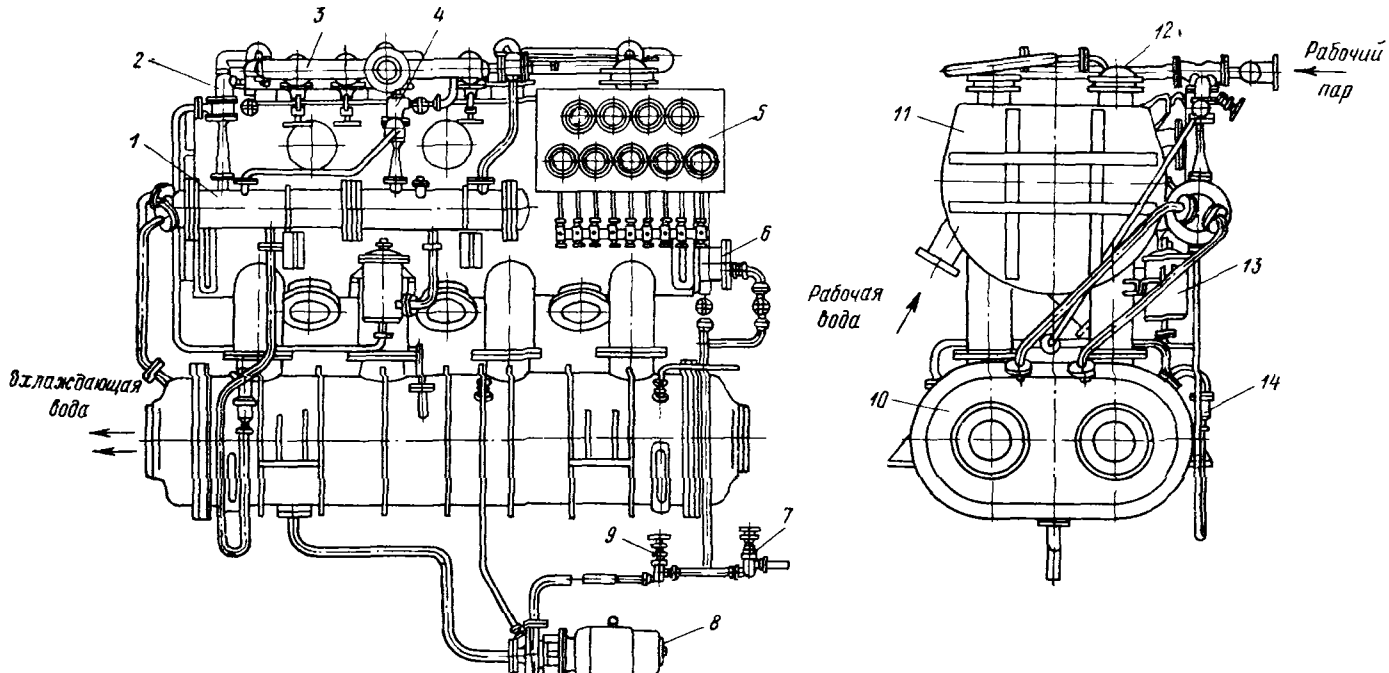


Рис. 216. Компоновка современной судовой ВЭХМ.

1 — блок вспомогательных конденсаторов; *2* и *4* — вспомогательные эжекторы соответственно первой и второй ступеней; *3* — коллектор рабочего пара; *5* — щит контрольных манометров; *6* — поплавковый регулирующий клапан; *7* и *9* — невозвратно-запорные клапаны; *8* — конденсатный электронасос; *10* — главный конденсатор; *11* — испаритель; *12* — паровая коробка с сопловой доской и соплами; *13* — конденсатный поплавковый перепускной клапан; *14* — дроссельный клапан.

η_i — абсолютный внутренний (индикаторный) к. п. д. прямого цикла $\eta_i = \eta_t \eta_{0i}$.

Значения $\zeta_д$ для ВЭХМ, работающих в режиме кондиционирования воздуха, лежат в пределах 0,25—0,32 при $p_р = 0{,}4 \div 1{,}6$ МПа, $p_к/p_0 = 5 \div 8$.

Более подробные сведения по эжекторам, эжекторным холодильным машинам, расчету коэффициента эжекции и основных размеров эжектора приведены в специальной литературе [2, 124, 135, 136, 154 и др.]. Значения коэффициентов действительного удельного расхода пара $a_д = 1/u_д$ для ВЭХМ могут быть опре-

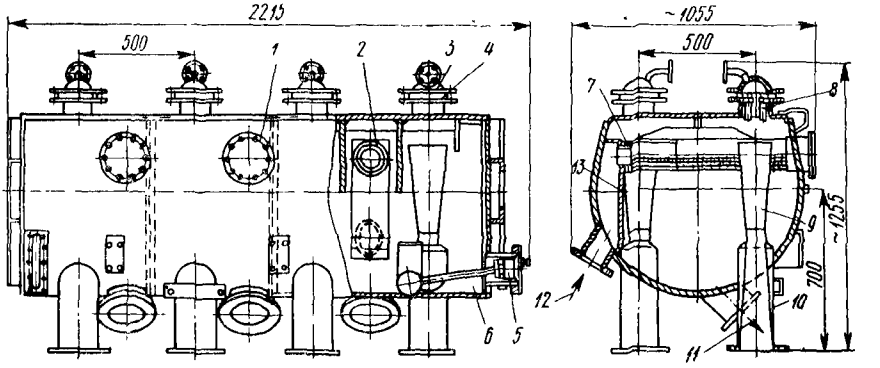


Рис. 217. Горизонтальный испаритель со встроенными эжекторами.

1 — прижимной фланец; *2* — сливная труба; *3* — паровая коробка; *4* — сопловая доска; *5* — поплавковый регулирующий клапан; *6* — корпус испарителя; *7* — уплотнительное кольцо; *8* — сопло; *9* — диффузор; *10* — кожух; *11* — охлажденная рабочая вода к насосу; *12* — рабочая вода от потребителей холода; *13* — карман гидравлического затвора.

делены по графику М. Г. Шумелишского (рис. 215). Как отмечает М. Г. Шумелишский [154], этот график обобщает опытные данные по ВЭХМ многих зарубежных фирм и одного из московских заводов. Коэффициент $a_д$ является функцией отношения разности энтальпий $\Delta i_2/\Delta i_1$, где Δi_2 — адиабатический теплоперепад при сжатии холодного пара от давления p_0 до давления $p_к$, $\Delta i_2 = i_4 - i_7$ (рис. 214, *а*), а Δi_1 — располагаемый адиабатический теплоперепад при расширении рабочего пара в сопле от давления $p_р$ до давления p_0, $\Delta i_1 = i_1 - i_2$ (рис. 214, *а*). При этом рекомендуется увеличивать $a_д$, т. е. уменьшать $u_д$ на 5—10%.

Тогда действительный тепловой коэффициент

$$\zeta_д = u_д \frac{q_0}{q_п} = u_д \frac{i_7 - i_6}{i_1 - i_5}, \qquad \text{(XVI.12)}$$

где $q_п$ — подведенное в цикле к рабочему пару тепло в насосе и генераторе, $q_п = q_н + q_г = (i_9 - i_5) + (i_1 - i_9) = i_1 - i_5$ (рис. 214, *б*).

Для более точной оценки эффективности ВЭХМ, помимо $\zeta_д$, необходимо определить электрическую мощность, потребляемую насосами ВЭХМ: конденсатным насосом *КН*, циркуляционным насосом охлаждения конденсаторов *ЦН* и насосом холодной воды

НХВ (см. рис. 212). Суммарная мощность этих насосов, приходящаяся на 1 кВт холодопроизводительности, составляет 0,15—0,20 кВт.

От других машин ВЭХМ выгодно отличаются простотой конструкции, надежностью в эксплуатации, относительно низкой первоначальной стоимостью и тем, что в качестве рабочего тела в них используется вода. Однако они имеют низкую эффективность и большие массы и габаритные размеры вследствие больших тепловых нагрузок на аппараты и объемов водяного пара. Необходимость поддержания глубокого вакуума в испарителе и в конденсаторе также является существенным недостатком ВЭХМ.

Компоновка современных ВЭХМ обеспечивает некоторое уменьшение их габаритов за счет совмещения в одном блоке, например, испарителя и эжекторов (рис. 216 и 217).

ВЭХМ получили распространение в стационарной практике, а также на судах, для кондиционирования воздуха. Для рефрижерации эти машины практически неприменимы, так как в этом случае потребуется еще более глубокий вакуум в испарителе и применение рассола вместо воды, что также сопряжено с рядом эксплуатационных неудобств и трудностей.

§ 75
Фреоновые эжекторные холодильные машины

Эжекторные холодильные машины могут работать не только на воде, но и на легкокипящих жидкостях. Аммиачные эжекторные машины из-за вредных свойств аммиака не получили достаточного развития. Однако в аммиачных холодильных установках применяются эжекторы для поджатия пара в ступенях низкого давления. Более перспективными для холодильной техники оказываются фреоновые эжекторные машины. Особенно выгодны они для судов в связи с возможностью использования относительно низкопотенциального тепла, отходящего от главной энергетической установки.

Обладая всеми достоинствами ВЭХМ (за исключением того, что фреон все же менее удобное рабочее тело, чем вода: дороже, текуч), фреоновые эжекторные холодильные машины (ФЭХМ) выгодно отличаются от водяных отсутствием вакуума, возможностью получения низких температур, большей простотой и компактностью, более высокой экономичностью работы.

Впервые в нашей стране исследования ФЭХМ были проведены в ОТИХП (В. С. Мартыновский, С. З. Жадан). В настоящее время они проводятся в ОТИХП, Николаевском кораблестроительном институте, в ряде зарубежных стран (Италия, Франция, ПНР), что свидетельствует о перспективности машин этого типа.

Схема и цикл ФЭХМ показаны на рис. 218. Состояния фреона в определенных местах контура машины на схеме и в цикле обозначены одними и теми же цифрами.

Фреоновый парогенератор *Г* обогревается водяным паром или отходящими от двигателя газами, водой и т. п. Рабочий фреоновый пар давлением $p_р$ поступает в эжектор, который отсасывает холодные пары фреона из испарителя-воздухоохладителя кондиционера *И—ВО*. Сжатая в эжекторе смесь паров поступает в конденсатор *Кн* и конденсируется, откуда часть жидкого фреона, в количестве G_0, через регулирующий клапан *РК* перетекает в испаритель, а другая часть в количестве $G_р$ фреоновым насосом *ФН* подается в парогенератор *Г*.

Эффективность работы ФЭХМ зависит от режима работы ($p_р$, $p_к$, p_0, $t_р$, $t_{вс}$) и от свойств фреона, применяемого в качестве рабочего вещества.

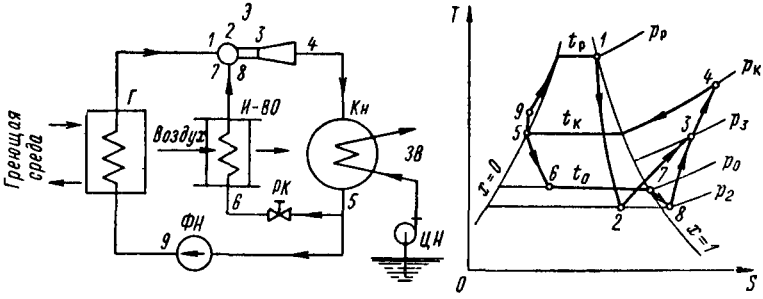


Рис. 218. Простейшая схема и цикл ФЭХМ.

Действительный тепловой коэффициент ФЭХМ, представляющий собой отношение количества полученного холода к количеству тепла, затраченного на получение этого холода, при условии, что эжектор из испарителя всасывает сухой насыщенный пар, может быть определен по формуле

$$\zeta_д = \frac{Q_0}{Q_к - Q_0} = \frac{1}{\frac{Q_к}{Q_0} - 1} = \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{u_д}\right)\frac{r_к + \Delta i_к}{r_0 (1 - x)} - 1}, \qquad \text{(XVI.13)}$$

где $r_к$, r_0 — теплота парообразования фреона соответственно при давлениях конденсации $p_к$ и кипения p_0;

$\Delta i_к$ — теплота перегрева паров, поступающих в конденсатор;

x — паросодержание фреона, поступающего в испаритель.

Для повышения коэффициента эжекции $u_д$, при прочих равных условиях, целесообразно увеличить температуру $t_р$ рабочего пара. Однако при этом возрастает величина $\Delta i_к$ и тепловой коэффициент $\zeta_д$ может не повыситься. Поэтому наряду с повышением $t_р$ необходимо стремиться уменьшить $\Delta i_к$. Этого можно достичь введением в схему ФЭХМ пароперегревателя *ПП* и регенеративного теплообменника *РТО*[1] (рис. 219). В *РТО* за счет тепла сжатых

[1] Захаров Ю В, Андреев Л. М, Шостак В. П. Пароэжекторная фреоновая холодильная машина Авторское свидетельство № 254534. «Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки», 1969, № 32

в эжекторе паров производится подогрев жидкого фреона перед поступлением его в генератор, что сокращает расход тепла на генератор.

Величина $t_р$ ограничивается верхним пределом температуры располагаемого источника тепла для ФЭХМ на судне. Исходя из условий использования водяного пара $p \approx 0{,}5 \div 0{,}7$ МПа от утилизационных котлов можно принять $t_р \approx 140°$ С. Для работы ФЭХМ в режиме кондиционирования воздуха могут быть приняты $t_0 = 7°$ С и $t_к = 37°$ С. Тогда выбор фреона для ФЭХМ и рабочего давления $p_р$ должен быть произведен по двум энергетическим критериям: действительному тепловому коэффициенту машины и суммарной электрической мощности, потребляемой фреоновым насосом *ФН* и водяным циркуляционным насосом *ЦН* конденсатора, хотя количество тепла, эквивалентное электрической мощности насосов, значительно меньше количества тепла, подводимого в парогенераторе машины (3—5%).

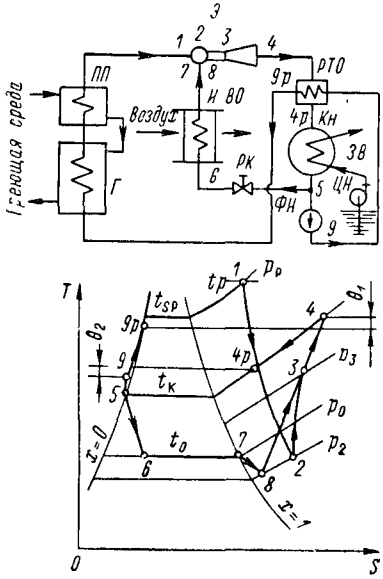


Рис. 219. Схема и цикл ФЭХМ с регенерацией на стороне нагнетания эжектора.

Тепловой коэффициент подсчитывается по формуле (XVI.13), а

$$u_д = u'_д \sqrt{\frac{T_р}{413} \cdot \frac{280}{T_{вс}}} = 0{,}825 u'_д \sqrt{\frac{T_р}{T_{вс}}}, \qquad \text{(XVI.14)}$$

где $u'_д$ — коэффициент эжекции, определяемый для различных фреонов по графику (рис. 220), построенному [64] для $T_р = 413$ К и $T_{вс} = 280$ К;

$T_р$, $T_{вс}$ — абсолютная температура рабочего и холодного (всасываемого) пара соответственно, К.

Зависимость расчетного действительного теплового коэффициента ФЭХМ от давления рабочего пара для различных фреонов представлена на рис. 221, *а*. При этом не все ФЭХМ, работающие на различных фреонах, имеют регенерацию. Регенерация осуществляется при условии, что $t_{э.э} = t_4 > t_9 + 10°$ С. Если $t_4 \gg t_9 \approx t_к$, принимается условие $\theta_1 = 10°$ С или $\theta_2 = 10°$ С (см. рис. 219).

Мощность фреонового насоса (кВт), приходящаяся на 1 кВт холодопроизводительности машины, может быть подсчитана по формуле

$$\overline{N}_{еф} = \frac{10^3 \Delta p}{q_v v''_0 \gamma'_к u_д \eta_{н.ф}}, \qquad \text{(XVI.15)}$$

где $\Delta p = p_р - p_к$ — разность давлений в генераторе и конденсаторе, МПа;

q_v — удельная объемная холодопроизводительность при заданных $t_к$ и t_0, кДж/м³;

v''_0 — удельный объем всасываемых эжектором паров, м³/кг;

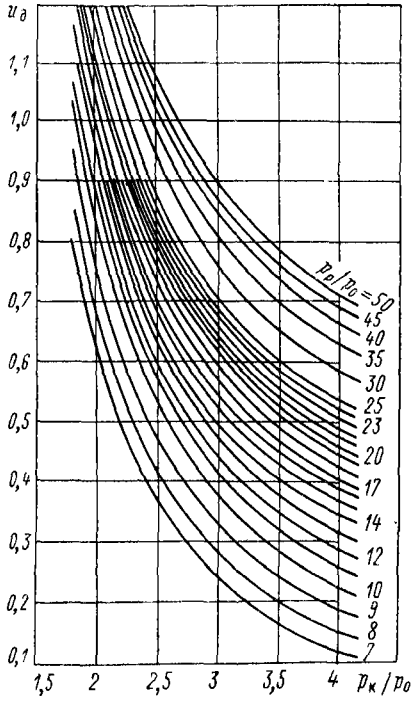


Рис. 220. Зависимость расчетного коэффициента эжекции ФЭХМ от степени понижения ($p_р/p_0$) и повышения ($p_к/p_0$) давления в эжекторе при $t_р=140°$ С и $t_{вс}=7°$ С.

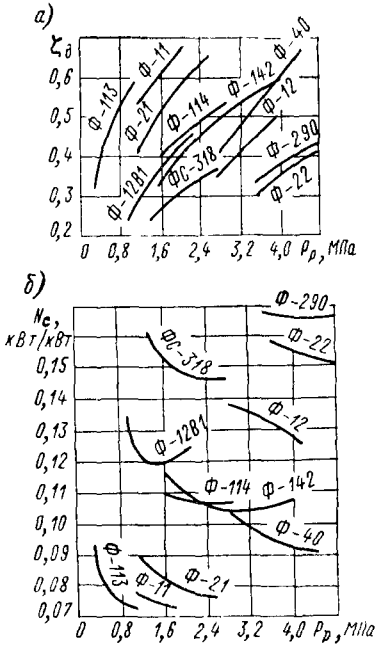


Рис. 221. Зависимость действительного расчетного теплового коэффициента ФЭХМ (*а*) и суммарной мощности насосов (*б*) от давления рабочего пара $p_р$ при $t_р=140°$ С, $t_0=7°$ С и $t_к=37°$ С для различных фреонов.

$\gamma'_к$ — плотность жидкого фреона при давлении в конденсаторе, кг/м³;

$\eta_{п.ф}$ — к. п. д. электропривода и насоса (принят равным 0,5).

Мощность (кВт) водяного циркуляционного насоса конденсатора, приходящаяся на 1 кВт холодопроизводительности ФЭХМ,

$$\overline{N}_{ew} = \frac{\Delta H G_w}{\gamma_w \eta_{hw}} = \frac{\Delta H \left(1 + \frac{1}{\zeta_д}\right) Q_0}{\eta_{hw} c_w \Delta t_w \gamma_w} = 0{,}0224 \left(1 + \frac{1}{\zeta_д}\right), \qquad \text{(XVI.16)}$$

где ΔH — потеря давления в конденсаторе и подводящих трубопроводах (190 кПа);

η_{nw} — к. п. д. электропривода и насоса (0,7);

G_w и Δt_w — расход и подогрев воды в конденсаторе,

$$G_w = \frac{Q_0\left(1+\frac{1}{\varepsilon_д}\right)}{c_w \Delta t_w}, \quad Q_0 = 1 \text{ кВт}, \quad \Delta t_w = 3^\circ \text{ С};$$

γ_w и c_w — плотность (1030 кг/м^3) и теплоемкость [3,9 кДж/(кг·К)] морской воды.

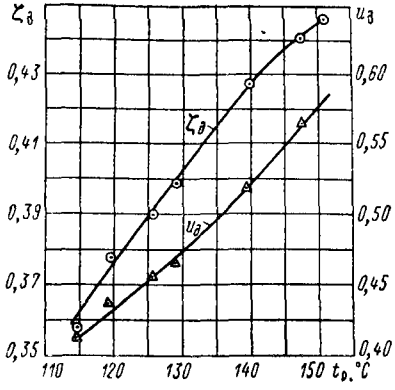


Рис. 222. Зависимость $u_д$ и $\zeta_д$ от $t_р$ для экспериментальной ФЭХМ, работающей на Ф-12, при $p_р \approx 4{,}0$ МПа, $t_0 \approx 7^\circ$ С, $t_к = 37^\circ$ С.

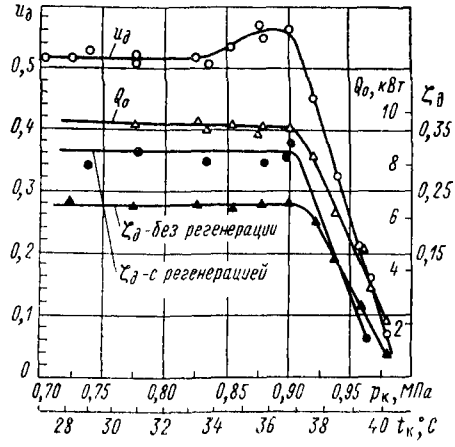


Рис. 223. Зависимость показателей экспериментальной ФЭХМ на Ф-12 от давления (температуры) конденсации при $p_р \approx 4{,}0$ МПа, $t_р = 140^\circ$ С, $t_0 \approx 7^\circ$ С.

Суммарная мощность насосов ФЭХМ $\overline{N}_e = \overline{N}_{eф} + \overline{N}_{ew}$ зависит от рабочего давления $p_р$ (рис. 221, *б*). При некотором давлении $p_р$ (различном для разных фреонов) она становится минимальной.

Оказывается, что фреонам, обеспечивающим наибольшее значение тепловых коэффициентов ФЭХМ, соответствуют минимальные электрические мощности, потребляемые насосами.

Как видно из рис. 221, наилучшие показатели $\zeta_д$ и $\overline{N}_e$ имеют фреоны -113, -11, -21, -142, -40. Однако при использовании фреонов -113 и -11 давление в испарителе намного ниже атмосферного, что крайне нежелательно. Фреон-40 ядовит и агрессивен по отношению к материалам. Наиболее подходящими для ФЭХМ являются фреоны-21 и -142 (последний несколько уступает Ф-21) соответственно при $p_р$, равном 2,7 и 3,5 МПа. Фреон-12 может обеспечить $\zeta_д = 0{,}5$ и $\overline{N}_e = 0{,}127$ кВт/кВт при $p_р = 4{,}0$ МПа, т. е. имеет средние показатели. Потребляемая электроэнергия ФЭХМ на

Ф-12 сокращается приблизительно в три раза по сравнению с парокомпрессорной машиной.

В ОНИЛКВ НКИ совместно с базовым предприятием судостроительной промышленности проведены длительные экспериментальные исследования небольшой опытной ФЭХМ, работающей

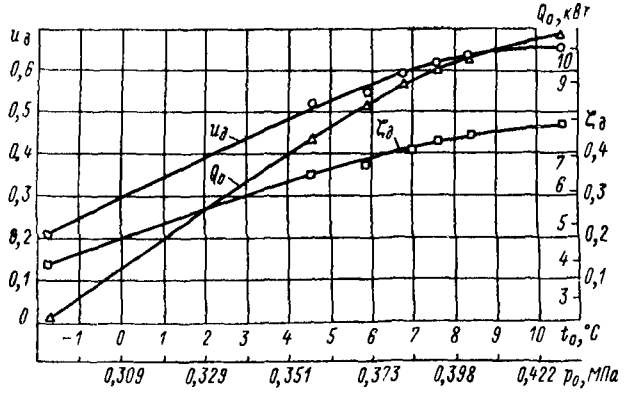


Рис. 224. Зависимость показателей экспериментальной ФЭХМ на Ф-12 от температуры (давления) кипения при $p_р \approx 4{,}0$ МПа, $t_р \approx 140°$ С, $t_к \approx 37°$ С.

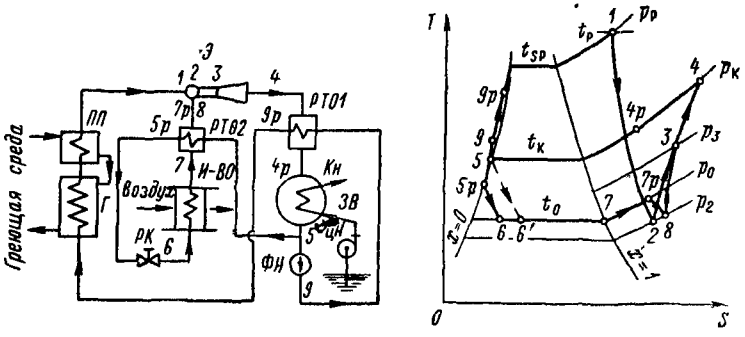


Рис. 225. Схема и цикл ФЭХМ с двойной регенерацией.

на Ф-12 [63, 72, 78 и др.]. Основные показатели работы этой ФЭХМ представлены на рис. 222, 223, 224.

Результаты экспериментов в принципе подтвердили выводы теоретического исследования. Опытные значения $u_д$ и $\zeta_д$ ниже расчетных на 10—15%. Повышение теплового коэффициента ФЭХМ при введении регенерации составляет на Ф-12 в среднем 25%.

Еще большей эффективности ФЭХМ можно добиться введением двойной регенерации (рис. 225). Теплообменник *РТО2*, устанавливаемый на всасывании эжектора, обеспечивает переохлаждение конденсата перед регулирующим клапаном и, следовательно,

увеличение холодопроизводительности машины. Рост температуры всасываемых эжектором паров снижает коэффициент эжекции, однако повышает температуру за эжектором и, тем самым, увеличивает возможности и эффективность регенерации тепла в *РТО1*. В целом экономичность ФЭХМ, работающей по такой схеме, возрастает. При этом, в зависимости от типа фреона и параметров цикла, чем ниже эффективность машины, тем более заметно влияние регенерации. Кроме того, суммарный эффект от двойной регенерации больше суммы относительных приращений теплового коэффициента машины вследствие введения регенерации только на всасывании и только на нагнетании эжектора.

Таблица 29

Влияние регенерации в цикле ФЭХМ

Тип фреона и параметры цикла ФЭХМ	Относительный прирост теплового коэффициента (%) при применении регенерации		
	перед эжектором (за испарителем)	за эжектором (перед конденсатором)	одновременно перед и за эжектором
Фреон-12; $t_к = 37°$ С; $t_0 = 7°$С; $t_р = 140°$С; $p_р = 2{,}74 \div 3{,}84$ МПа	7,2	24,4—16,3	41,0—31,4
Фреон-12; $t_к = 40°$ С; $t_р = 140°$ С; $p_р = 3{,}84$ МПа; $t_0 = 3 \div 11°$ С	10,0—8,1	21,0—17,6	39—30
Фреон-21; $t_к = 37°$ С; $t_0 = 7°$ С; $t_р = 140°$ С; $p_р = 1{,}57 \div 2{,}55$ МПа	3,4	24—5	31—11
Фреон-21; $t_к = 40°$ С; $t_р = 140°$ С; $p_р = 2{,}55$ МПа; $t_0 = 3 \div 11°$С	4,5—2,0	6,6—4,9	14,8—10,0

Оценка влияния регенерации в цикле ФЭХМ при минимальном температурном напоре между парообразным и жидким фреоном на одном из концов *РТО* 10° С представлена в табл. 29. Как видно, относительное влияние регенерации более заметно в машине, работающей на Ф-12, и тем больше, чем ниже $p_р$, t_0 и выше $t_к$. При этом относительный прирост действительного теплового коэффициента $\Delta\zeta_д/\zeta_д$ с уменьшением $t_к$ на каждые 3° С, при прочих равных условиях, снижается в среднем на 1,0—2,5% для Ф-12 и на 0,8—1,5% для Ф-21.

Максимальное увеличение теплового коэффициента ФЭХМ, работающей в режиме кондиционирования, при двойной регенера-

ции составляет приблизительно 40%, что свидетельствует о большой ее эффективности.

Эффективность ФЭХМ может быть повышена и за счет дальнейшего совершенствования и оптимизации геометрии и относительных размеров проточных частей эжектора.

Если учесть отмеченные выше конструктивные и эксплуатационные достоинства ФЭХМ, их относительно хорошие энергетические показатели, то очевидна перспективность применения этих машин на судах.

§ 76
Турбокомпрессорные машины

С целью утилизации отбросного тепла судовых энергетических установок весьма перспективными являются турбокомпрессорные холодильные машины. Центробежный фреоновый компрессор может приводиться от газовой, пароводяной или фреоновой турбин.

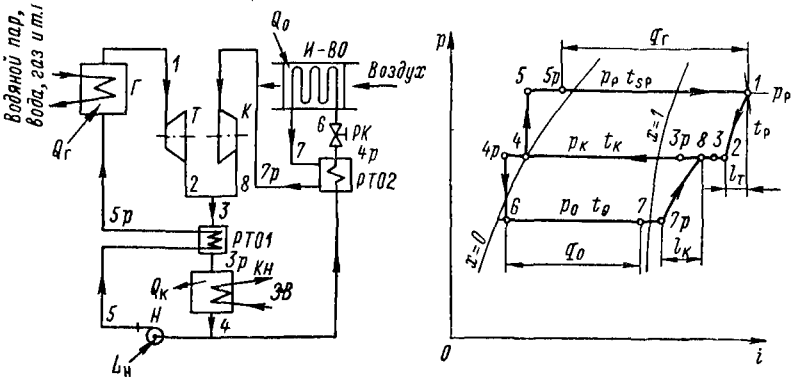


Рис. 226. Схема и цикл турбохолодильной теплоиспользующей машины с двойной регенерацией.

В первых двух случаях для вращения компрессора используется энергия отходящих от ДВС или ГТУ газов непосредственно в газовой турбине или с помощью генерации водяного пара в утилизационном котле и пароводяной турбины. В третьем случае для генерации фреонового пара может быть использовано тепло газов, водяного пара, вырабатываемого в утилизационном котле, или тепло охлаждающей главные двигатели воды.

Наибольший интерес представляет фреоновый агрегат турбина — компрессор, известный как схема Чистякова-Плотникова [146]. На рис. 226 показана схема теплоиспользующей холодильной машины с фреоновыми турбиной и компрессором. При этом предусмотрена двойная регенерация с помощью теплообменников

РТО1 и *РТО2* (машина может иметь один *РТО* или быть вообще без регенерации, это зависит от термодинамических свойств применяемого фреона и рабочих параметров цикла). Целесообразность применения регенерации в каждом конкретном случае должна быть определена тепловым расчетом схемы машины.

Отбросное тепло отходящих газов, пара или воды используется в генераторе *Г* (с пароперегревателем или без него) для выработки рабочего пара фреона с параметрами $p_р$, $t_р$ (точка *1* цикла). Рабочий пар, расширяясь в турбине *Т* (политропный процесс *1—2*), совершает работу, необходимую для сжатия холодного пара в компрессоре *К* (политропный процесс *7р—8*), рабочее колесо которого посажено на один вал с колесом турбины.

Смесь расширившегося рабочего и сжатого холодного паров (точка *3*) проходит через *РТО1*, отдавая свое тепло рабочему жидкому фреону (процессы *3—3р* и *5—5р*), а затем конденсируется в конденсаторе *Кн* (процесс *3р—4*). Из конденсатора часть фреона в количестве $G_р$ насосом *Н* (процесс *4—5*) подается через *РТО1* в генератор *Г*. Другая часть в количестве G_0 поступает в *РТО2*, где переохлаждается холодными парами фреона из испарителя (процессы *4—4р* и *7—7р*), дросселируется в *РК* (процесс *4р—6*) и кипит в испарителе-воздухоохладителе *И—ВО* кондиционера (процесс *6—7*), охлаждая воздух.

Таким образом, в этой машине совершаются прямой (энергетический) *1—2—4—5—1* и обратный (холодильный) *7р—8—4р—6—7р* циклы. В цикле, изображенном на рис. 226, кроме того, обозначены: q_0 — удельная массовая холодопроизводительность фреона, кДж/кг; $q_г$ — удельное тепло, подводимое к рабочему пару в генераторе, кДж/кг; $l_т$ и $l_к$ — удельная внутренняя работа фреона в турбине и компрессоре, кДж/кг.

Тепловой баланс теплоиспользующей турбокомпрессорной холодильной машины выражается уравнением

$$Q_к = Q_г + N_н + Q_0, \qquad \text{(XVI.17)}$$

где $Q_к$ — теплоотвод в конденсаторе, $Q_к = (G_р + G_0)(i_{3р} - i_4)$, кВт;

$Q_г$ — теплоподвод в генераторе, $Q_г = G_р(i_1 - i_{5р})$, кВт;

$N_н$ — мощность, потребляемая фреоновым насосом, кВт;

Q_0 — холодопроизводительность машины, $Q_0 = G_0(i_7 - i_6)$, кВт.

Теоретический тепловой коэффициент этой машины (обратимого цикла)

$$\zeta_т = \varepsilon_т \eta_t,$$

где $\varepsilon_т$ — теоретический холодильный коэффициент обратного цикла, $\varepsilon_т = q_0/l_к^т$;

$l_к^т$ — теоретическая работа, т. е. адиабатический теплоперепад, в компрессоре;

η_t — термический к. п. д. прямого цикла, $\eta_t = l_т^т/q_г$;

$l_т^т$ — теоретическая работа, т. е. адиабатический теплоперепад, в турбине.

Действительный тепловой коэффициент (если пренебречь величиной $N_н$ в сравнении с $Q_г$)

$$\zeta_д = \frac{Q_0}{Q_г} = \frac{G_0 q_0}{G_р q_г} = \frac{1}{a_д} \cdot \frac{q_0}{q_г}, \qquad \text{(XVI.18)}$$

где $a_д = G_р/G_0$ — отношение количеств агента, циркулирующих в силовом и холодильном контурах (циклах), т. е. отношение расходов фреона через турбину и компрессор.

Учитывая, что

$$q_0 = \varepsilon_т l_к^т;\ q_г = \frac{l_т^т}{\eta_t};\ l_к^т = l_к \eta_x = l_к \eta_{ад.к};$$

$$l_т^т = \frac{l_т}{\eta_{0i}} = \frac{l_т}{\eta_{ад.т}};\ l_к = a_д l_т \eta_м,$$

получим для действительного теплового коэффициента

$$\zeta_д = \varepsilon_т \eta_t \eta_{ад.к} \eta_{ад.т} \eta_м = \zeta_т \eta_{ад} \eta_м = \zeta_т \eta. \qquad \text{(XVI.19)}$$

Здесь η_x — степень обратимости обратного цикла, $\eta_x = \eta_{ад.к}$;
$\eta_{ад.к}$ — внутренний (адиабатический) к. п. д. компрессора;
η_{0i} — относительный внутренний (индикаторный) к. п. д. прямого цикла, $\eta_{0i} = \eta_{ад.т}$;
$\eta_{ад.т}$ — внутренний (адиабатический) к. п. д. турбины;
$\eta_{ад}$ и $\eta_м$ — внутренний (адиабатический) и механический к. п. д. агрегата турбина — компрессор, $\eta_{ад} = \eta_{ад.к}\eta_{ад.т}$;
η — степень обратимости цикла машины, $\eta = \eta_{ад}\eta_м$.

Действительный тепловой коэффициент теплоиспользующей турбокомпрессорной холодильной машины при достаточно высоких значениях $\eta_{ад.к}$ и $\eta_{ад.т}$ будет выше, чем для абсорбционных и пароэжекторных холодильных машин.

Испытания экспериментального агрегата турбина — компрессор холодопроизводительностью $Q_0 = 10 \div 12$ кВт на Ф-113 [10] показали, что на режиме максимального $\eta_{ад} = 0{,}515$ (что соответствует $\eta_{ад.к} \approx \eta_{ад.т} \approx 0{,}72$) при $t_0 = 9{,}8°$ С, $t_к = 26°$ С, $t_р \approx 55 \div 60°$ С величина $\zeta_д \approx 0{,}7$.

В крупных агрегатах к. п. д. компрессора и турбины могут быть значительно более высокими, примерно 0,75—0,80. Кроме того, повышение рабочих параметров пара, подбор наиболее эффективных фреона и схемы машины обеспечат высокие значения теплового коэффициента. Так, расчеты показывают, что на Ф-12 и -21 при $t_р = 140°$ С, $t_0 = 7°$ С, $t_к = 37°$ С, $Q_0 = 160$ кВт турбокомпрессорная фреоновая холодильная машина (ТКФХМ) может иметь $\zeta_д = 0{,}8 \div 0{,}9$ и $0{,}95 \div 1{,}20$ при $\eta_{ад.к} = \eta_{ад.т} = 0{,}7$ и 0,8.

Агрегат турбина — компрессор может быть выполнен компактным с расположением колес на одном валу (рис. 227) при частоте его вращения $n = 20 \div 40$ тыс. об/мин; сальниковое уплотнение здесь не требуется. Рациональными оказываются центробежный компрессор и радиальная центростремительная турбина с газовыми (статистическими или динамическими) подшипни-

ками. Применение газостатических опор с внутренним паровым уравновешиванием устраняет масляную смазку турбоагрегата и связанное с ней замасливание теплообменных аппаратов.

Масса фреонового агрегата турбина — компрессор может быть в 15—20 раз меньше массы поршневого компрессора с электродвигателем. Так, масса опытного одноступенчатого турбоагрегата холодопроизводительностью 175 кВт ($t_0=5°$ С, $t_к=35°$ С) при $n=37\,300$ об/мин составляет 37 кг, а его габаритные размеры $365\times200\times215$ мм. С учетом массы генератора, фреонового насоса и т. п. массовые и габаритные показатели турбохолодильных ма-

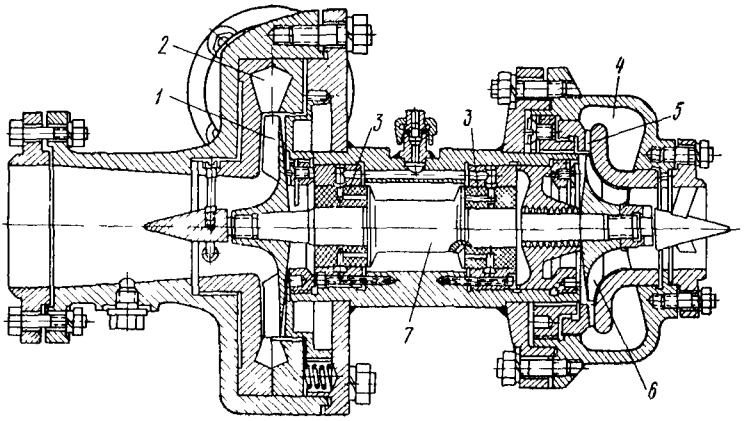


Рис. 227. Экспериментальный фреоновый агрегат турбина — компрессор.

1 — колесо компрессора; *2* — улитка; *3* — газостатические подшипники, *4* — входная кольцевая камера турбины; *5* — сопловой аппарат; *6* — колесо турбины; *7* — вал.

шин несколько ухудшаются, но все-таки они лучше, чем у машин с поршневыми компрессорами.

Помимо утилизации отбросного тепла, высокой экономичности и хороших массогабаритных показателей к достоинствам турбохолодильных машин следует отнести и возможность плавного регулирования холодопроизводительности в широком диапазоне (практически от 0 до 100%) простым и надежным способом — изменением частоты вращения вала.

Наиболее существенный недостаток турбохолодильных машин — относительная сложность и, следовательно, повышенная стоимость изготовления турбоагрегата. Однако этот недостаток в определенной степени может быть устранен при условии использования авиационных турбин и компрессоров (при соответствующей доработке конструкции) для таких холодильных машин. В случае отработки конструкции и налаженного серийного производства ТКФХМ, т. е. снижения их стоимости и повышения надежности, эти машины будут наиболее перспективными УТИХМ для судов.

§ 77
Оценка термодинамической эффективности судовых утилизационных теплоиспользующих холодильных машин (УТИХМ) различного типа

Как отмечалось выше, термодинамическую эффективность различных теплоиспользующих холодильных машин, утилизирующих отбросное тепло судовых энергетических установок, можно оценивать по действительному тепловому коэффициенту машины $\zeta_д$ и удельной (приходящейся на 1 кВт холодопроизводительности) электрической мощности $\overline{N}_н$, потребляемой ее насосами. Наличие двух, к тому же различных по своей энергетической ценности, показателей (в УТИХМ используется обычно тепло относительно низкого потенциала, а электроэнергия вырабатывается в дизель- или турбогенераторах) неудобно с точки зрения сопоставления машин.

Поэтому необходим один, более универсальный показатель, который позволял бы производить оценку термодинамического совершенства различных типов и схем холодильных машин при использовании разных хладагентов. Такой показатель можно вывести, если машины всех типов сравнивать с какой-то одной машиной, взятой за основу [71]. Учитывая, что наиболее распространенными сейчас являются парокомпрессорные холодильные машины, а для использования отбросного тепла дизелей применяются утилизационные турбогенераторы, такой машиной может служить парокомпрессорная фреоновая холодильная машина (ПКФХМ), которая работает на электроэнергии, вырабатываемой в утилизационном турбогенераторе.

Холодопроизводительность (кВт) любой теплоиспользующей холодильной машины

$$Q_0^{тим} = \zeta_д Q_г. \qquad \text{(XVI.20)}$$

Электрическая мощность (кВт) на привод ее насосов

$$N_н = \overline{N}_н Q_0^{тим} = \overline{N}_н \zeta_д Q_г. \qquad \text{(XVI.21)}$$

Если тепловой поток отходящих газов $Q_г$ (кВт) использовать для получения электроэнергии, то мощность (кВт) турбогенератора

$$N_г = Q_г \eta_e \eta_{эг}, \qquad \text{(XVI.22)}$$

где η_e — эффективный к. п. д. паротурбинной установки, который определяется термическим к. п. д. паросилового цикла и относительным эффективным к. п. д. турбины;

$\eta_{эг}$ — к. п. д. электрогенератора.

Суммарная электрическая мощность (кВт), которая эквивалентна затратам тепловой и электрической мощности в теплоиспользующей машине,

$$N = N_г + N_н = Q_г (\eta_e \eta_{эг} + \overline{N}_н \zeta_д). \qquad \text{(XVI.23)}$$

Если предположить, что вся эта электроэнергия расходуется на привод парокомпрессорной холодильной машины, работающей с холодильным коэффициентом $\varepsilon_д$ при к. п. д. электродвигателя $\eta_{эд}$, то холодопроизводительность (кВт) такой машины

$$Q_0^{пк} = (N - N_{ц.н})\,\varepsilon_д \eta_{эд}, \qquad \text{(XVI.24)}$$

где $N_{ц.н}$ — мощность, требуемая для привода циркуляционного насоса ПКФХМ, кВт.

В зависимости от холодопроизводительности $Q_0^{пк}$ мощность $N_{ц.н}$ (кВт)

$$N_{ц.н} = \overline{N}_{ц.н} Q_0^{пк}, \qquad \text{(XVI.25)}$$

где $\overline{N}_{ц.н}$ — удельная мощность циркуляционного насоса ПКФХМ, кВт/кВт.

С учетом выражений (XVI.24) и (XVI.25) можно записать уравнение

$$Q_0^{пк} = \frac{N \eta_{эд} \varepsilon_д}{1 + \overline{N}_{ц.н} \eta_{эд} \varepsilon_д}, \qquad \text{(XVI.26)}$$

подставив в которое значение N из формулы (XVI.23), получим

$$Q_0^{пк} = Q_г (\eta_e \eta_{эг} + \overline{N}_и \zeta_д) \frac{\eta_{эд} \varepsilon_д}{1 + \overline{N}_{ц.н} \varepsilon_д \eta_{эд}}. \qquad \text{(XVI.27)}$$

Найдем отношение холодопроизводительности теплоиспользующей холодильной машины, которая определяется выражением (XVI.20), и холодопроизводительности ПКФХМ по уравнению (XVI.27)

$$z = \frac{Q_0^{тим}}{Q_0^{пк}} = \frac{(1 + \overline{N}_{ц.н} \varepsilon_д \eta_{эд})\,\zeta_д}{(\eta_e \eta_{эг} + N_и \zeta_д)\,\varepsilon_д \eta_{эд}}. \qquad \text{(XVI.28)}$$

Величину z, определяемую выражением (XVI.28), можно считать критерием для оценки термодинамической эффективности теплоиспользующих холодильных машин по сравнению с ПКФХМ, причем в том и другом случаях используются одинаковые энергетические затраты — тепло низкого потенциала и электрическая энергия.

При $z>1$, с термодинамической точки зрения, целесообразно применять теплоиспользующие холодильные машины, при $z<1$ — ПКФХМ с утилизационным турбогенератором. На рис. 228 представлены результаты расчета критерия z для различных холодильных машин (пароэжекторных фреоновых ФЭХМ, водяной эжекторной ВЭХМ, абсорбционной бромистолитиевой АБЛХМ, абсорбционной фреоновой АФХМ с Ф-22 в качестве хладагента и дибутилфталатом — абсорбентом, турбокомпрессорной фреоновой ТКФХМ) при разных значениях эффективного к. п. д. паротурбин-

ной установки η_e. Расчеты велись для ПКФХМ, работающей на Ф-12, с холодильным коэффициентом $\varepsilon_д=3{,}5$ (рис. 228, *а*) и на Ф-22 с $\varepsilon_д=3{,}75$ (рис. 228, *б*).

В расчетах принято $\eta_{эд}=\eta_{эг}=0{,}927$; $\overline{N}_{ц.н}=0{,}0287$ кВт/кВт для Ф-12 и $\overline{N}_{ц.н}=0{,}0275$ кВт/кВт для Ф-22. Коэффициенты эжекции и к. п. д. элементов теплоиспользующих холодильных машин рассчитывали по методикам и данным, приведенным выше в этой главе. Для всех рассматриваемых холодильных машин верхним пределом температуры рабочего вещества в цикле была принята температура 140° С, температуры кипения и конденсации — соответственно 7 и 37° С.

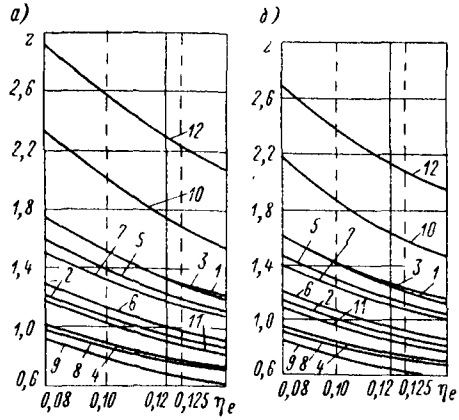


Рис. 228. Зависимость критерия термодинамической эффективности z теплоиспользующих холодильных машин от к. п. д. паротурбинной установки η_e; сравнение с ПКФХМ на Ф-12 (*а*) и на Ф-22 (*б*).

1—8 — ФЭХМ соответственно на фреонах-*11, -12, -21, -22, -40, -114, -142, -290*; *9* — ВЭХМ; *10* — АБЛХМ; *11* — АФХМ; *2* — ТКФХМ на Ф-21.

Как следует из этих графиков, критерий термодинамической эффективности z в значительной степени зависит от эффективного к. п. д. η_e утилизационной паротурбинной установки (турбогенератора). Учитывая, что эффективный к. п. д. турбогенераторов, установленных на судах отечественной и зарубежной постройки, находится в пределах 0,10—0,125, можно определить, какие машины с термодинамической (энергетической) точки зрения реально более эффективны, чем парокомпрессорная холодильная машина, питающаяся от утилизационного турбогенератора и работающая на Ф-12 (см. рис. 228, *а*) или на Ф-22 (см. рис. 228, *б*).

По сравнению с ПКФХМ, работающей на Ф-12, более экономичными являются ТКФХМ на Ф-21 (особенно), АБЛХМ и ФЭХМ на фреонах-21, -11, -40, -142, -114. Фреоновая эжекторная холодильная машина, работающая на Ф-12, по экономичности практически не уступает ПКФХМ на том же фреоне, но, учитывая простоту устройства, обслуживания и невысокие капитальные затраты, очевидно, следует отдать предпочтение первой. Судя по расчетам, наиболее эффективным хладагентом для нее является Ф-21, при работе на котором ФЭХМ более экономична, чем ПКФХМ на Ф-12 или Ф-22.

По сравнению с ПКФХМ, работающей на Ф-22, число теплоиспользующих холодильных машин, имеющих $z>1$, меньше (ср. рис. 228, *б* и 228, *а*). Термодинамически наиболее эффективной во всех случаях оказывается ТКФХМ.

На рис. 229 для сравнения приведены ориентировочные расчетные показатели $\zeta_д$ и $\overline{N}_н$ утилизационной ФЭХМ, работающей на Ф-21 (одной из наиболее перспективных УТИХМ), и показатели $\varepsilon_д$ и $\overline{N}_{ц\,н}$ машины ПКФХМ, работающей на Ф-12, а также соотношение z их холодопроизводительностей при различных температурах кипения t_0 фреона в испарителе.

Как видно из рис. 229, во всем диапазоне эксплуатационных температур кипения (от кондиционирования при $t_0=5°$ С до рефрижерации при $t_0=-30°$ С) ФЭХМ выгоднее ПКФХМ приблизительно в 1,5 раза ($z=1{,}5$). Это свидетельствует о предположитель-

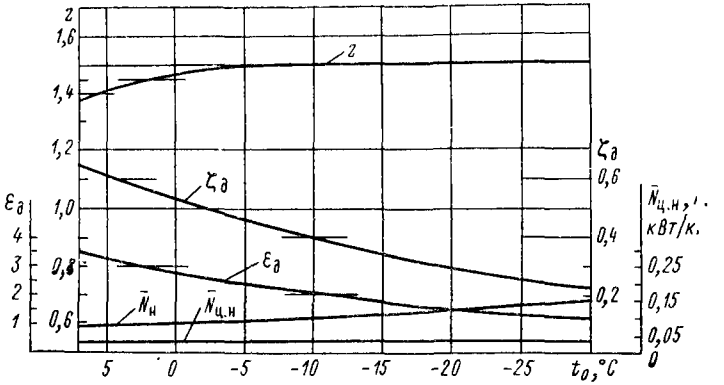


Рис. 229. Зависимость показателей $\zeta_д$ и $\overline{N}_н$ утилизационной ФЭХМ, работающей на Ф-21, и показателей $\varepsilon_д$ и $N_{ц\,н}$ ПКФХМ, работающей на Ф-12, а также соотношения z их холодопроизводительностей от температуры кипения t_0 фреона в испарителе.

ной целесообразности применения ФЭХМ, работающей на Ф-21, и для рефрижерации на судах. Однако в этом случае в испарителе ФЭХМ будет вакуум, глубина которого зависит от величины t_0. Кроме того, для практического внедрения ФЭХМ, работающей на Ф-21, необходимо опытное изучение ее энергетических показателей и особенно стабильности (отсутствия разложения) Ф-21 при высоких температурах в парогенераторе.

Сравнительную оценку термодинамической эффективности различных теплоиспользующих холодильных машин можно произвести и эксергетическим методом, в последнее время все чаще применяемым в энергетике и холодильной технике [73, 74, 75, 136, 155 и др.].

В этом случае экономичность любой утилизационной машины оценивается эксергетическим к. п. д.

$$\eta_{ex}=\frac{E_{пол}}{E_{затр}}, \qquad \text{(XVI.29)}$$

где $E_{пол}$ — эксергетическая производительность холодильной машины;

$E_{затр}$ — эксергия отходящих от дизеля газов, затраченная на холодильную машину (питание парогенератора, выработку электроэнергии для компрессора и насосов).

Эксергетическая производительность, или полезный холод, представляет собой изменение эксергии хладагента в испарителе и выражается формулой

$$E_{пол} = Q_0 \left(\frac{T_{окр}}{T_0} - 1 \right), \qquad \text{(XVI.30)}$$

где $T_{окр}$ — абсолютная температура окружающей среды, К;

T_0 — абсолютная среднетермодинамическая температура подвода тепла к хладагенту в испарителе, К;

Q_0 — холодопроизводительность машины.

Величина $E_{затр}$ зависит от схемы утилизации отбросного тепла, типа, схемы и рабочего вещества холодильной машины. На основе анализа, выполненного нами в работе [75], получены формулы для определения эксергетического к. п. д. утилизационных теплоиспользующих холодильных машин

$$\eta_{ex}^{тим} = \eta_{ex\,к} \eta_{ex\,гн} \eta_{ex\,х} \eta_{вак}^{х} \eta_{с} \qquad \text{(XVI.31)}$$

и парокомпрессорной машины, потребляющей электроэнергию от утилизационного турбогенератора,

$$\eta_{ex}^{пк} = \eta_{ex\,к} \eta_{0э} \eta_{вак} \varepsilon_{д} \left(\frac{T_{окр}}{T_0} - 1 \right). \qquad \text{(XVI.32)}$$

В этих формулах

$\eta_{ex\,к}$ — эксергетический к. п. д. утилизационного котла;

$\eta_{ex\,гн}$ — эксергетический к. п. д. участка фреоновый насос — парогенератор;

$\eta_{ex\,х}$ — эксергетический к. п. д. холодильного цикла;

$\eta_{вак}^{х}$ — вакуумный коэффициент холодильной машины;

$\eta_{с}$ — коэффициент, учитывающий затраты эксергии на выработку электроэнергии для циркуляционного насоса и приборов автоматики;

$\eta_{0э}$ — к. п. д. выработки электроэнергии в утилизационном турбогенераторе;

$\eta_{вак}$ — вакуумный коэффициент паротурбинной установки утилизационного турбогенератора;

$\varepsilon_{д}$ — действительный холодильный коэффициент ПКФХМ.

Эксергетический анализ качественно подтверждает приведенные выше результаты оценки термодинамической эффективности различных утилизационных холодильных машин по критерию z.

ГЛАВА

XVII

ОСНОВЫ АВТОМАТИЗАЦИИ СУДОВЫХ УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА (СУКВ)

§ 78
Задачи автоматизации СУКВ и основные понятия о системах и приборах автоматики

Как известно, судовая установка кондиционирования воздуха предназначена для постоянного поддержания комфортных микроклиматических условий в обслуживаемых судовых помещениях. Тепловлажностная нагрузка на помещения систематически меняется, так как судно эксплуатируется в течение всего года, плавая в различных климатических зонах с различными параметрами наружного воздуха и температурой забортной воды. Кроме того, возможно изменение и внутренних тепло- и влаговыделений в помещениях. В одних помещениях, по желанию их обитателей, могут поддерживаться параметры (обычно температура и подвижность воздуха), отличные от параметров в других помещениях.

Значит, при изменяющихся нагрузках на помещения и отдельные элементы СУКВ (воздухораспределители, кондиционеры, холодильные машины) должна быть предусмотрена возможность такого изменения режима работы СУКВ, которое обеспечивает постоянное поддержание необходимых комфортных параметров воздуха во всех обслуживаемых помещениях. Это может быть достигнуто соответствующим воздействием на отдельные элементы СУКВ и их узлы вручную или чаще всего автоматически.

Тепло- и влагоотвод из помещений зависит от параметров и количества воздуха, подаваемого в них. Обычно суммарная объемная производительность вентиляторов кондиционеров постоянна. Она определяется расчетом СКВ на номинальном режиме работы (летнем, зимнем), при котором должны быть обеспечены и заданные параметры воздуха за кондиционером, обусловливающие поддержание комфортных параметров воздуха в помещениях. Индивидуальная доводка параметров воздуха в помещениях вручную или соответствующей настройкой приборов автоматики (обычно терморегуляторов) обеспечивается изменением общего или по отдельным каналам расхода воздуха через воздухораспределитель, либо расхода приточного и параметров смешанного воздуха (в ВРДК).

Однако при изменении расхода воздуха через воздухораспределитель (воздухораспределители) данного помещения (помещений) происходит изменение напора и перераспределение подачи воздуха в остальные помещения данной группы, что может при-

вести к дискомфорту в этих помещениях. Во избежание этого явления, наблюдающегося в СКВ, особенно в низконапорных, судов более ранней постройки, в последние годы применяются регуляторы статического давления (РСД), обеспечивающие поддержание постоянного напора воздуха в магистрали независимо от изменения его расхода через магистраль.

Таким образом, задача состоит в систематическом поддержании соответствия тепловлажностной нагрузки кондиционируемых помещений и кондиционеров на некотором уровне, обеспечивающем комфортные условия в помещениях. Для этой цели применяется система автоматического регулирования, которая предназначается в основном для поддержания заданных или изменяющихся по заданному закону параметров (t и φ) обработанного воздуха в соответствии с режимом работы кондиционера. При этом, как показывает опыт проектирования и эксплуатации судовых СКВ, в летнем режиме работы достаточно поддерживать заданную температуру воздуха, а в зимнем — его температуру и влажность.

Для поддержания заданных температуры и влажности воздуха за кондиционером в зимнем режиме необходимо регулировать расход теплой воды или водяного пара на подогрев и увлажнение воздуха. При переменных нагрузках на кондиционер в летнем режиме поддержание заданных температур обработанного воздуха связано с необходимостью регулирования холодопроизводительности обслуживающей кондиционеры холодильной машины. Поэтому ниже рассматриваются способы регулирования температуры и влажности воздуха за кондиционерами, схемы автоматизации их работы и работы холодильных машин.

Параметры обработанного в кондиционере воздуха (охлажденного в холодильной машине хладоносителя) называют *регулируемыми параметрами*, а устройства и аппараты кондиционера (холодильной машины), своей работой воздействующие непосредственно на величину регулируемого параметра,— *объектами регулирования*. Устройства, обеспечивающие автоматическое управление объектами регулирования, называют *автоматическими регуляторами,* а сочетание объекта регулирования с автоматическим регулятором — *системой автоматического регулирования* (САР).

Системы автоматического регулирования, как правило, состоят из датчиков, задатчиков, регулирующих устройств, исполнительных механизмов и регулирующих органов.

Датчики воспринимают изменения регулируемых параметров и преобразуют их в выходные сигналы — импульсы, передаваемые к регулирующим устройствам. В качестве датчиков температуры судовых СКВ могут быть применены манометрические, биметаллические, дилатометрические, ртутно-контактные датчики и термометры сопротивления, а в качестве датчиков относительной влажности воздуха — психрометрические, гигрометрические волосяные и гигрометрические оптические (по точке росы), электролитические подогревные датчики.

Задатчики дают сигнал заданного или изменяющегося по заданному закону (программе) значения регулируемого параметра и передают его также к регулирующему устройству.

Регулирующие устройства производят сравнение значений сигналов от датчика и задатчика, определяют величину рассогласования. Этот сигнал усиливается, корректируется и в виде командного сигнала направляется к исполнительным механизмам.

Исполнительные механизмы в соответствии с полученным командным сигналом перемещают регулирующие органы. В качестве исполнительных механизмов в судовых СКВ используются пневматические или гидравлические мембранные и сильфонные приводы, небольшие реверсивные электродвигатели (моторные клапаны), соленоидные клапаны.

Регулирующие органы в судовых СКВ представляют собой различные дроссельные (воздушные) заслонки, паровые и водяные клапаны, задвижки, реостаты и т. п. Они изменяют величину и знак так называемого *регулирующего агента* — рабочего вещества объектов регулирования (воздуха, тепло- и хладоносителя, электрического тока).

Обычно исполнительные механизмы выполняют заодно с регулирующими органами (в виде одного узла, например, моторного или соленоидного клапана, клапана с мембранным приводом и т. п.) и называются *исполнительными органами.*

По виду энергии, используемой для передачи команд и привода исполнительного органа, системы и приборы автоматического регулирования, применяемые в судовых установках кондиционирования воздуха, подразделяются на электрические, пневматические и непосредственного (прямого) действия (в автоматических регуляторах прямого действия регулирующие органы перемещаются непосредственно за счет усилия, создаваемого датчиком). Применяются также и комбинированные САР, состоящие, например, частично из электрических, частично из пневматических элементов.

В судовых СКВ наиболее широко применяются пневматические САР. Это объясняется высокими техническими и эксплуатационными данными пневматических средств автоматизации. Однако для нормальной работы даже простых пневматических САР необходим сжатый, осушенный и очищенный от пыли и влаги воздух с хорошо стабилизированным давлением, а это усложняет систему.

Электрические (электронные) регуляторы практически безынерционны и имеют большие коэффициенты усиления. Монтаж электрических трасс не труден, а регуляторы, как правило, компактны. Однако электрические регуляторы сложны (а моторные клапаны, например, и громоздки), имеют инерционные приводы с постоянной скоростью, менее надежны, требуют более квалифицированного обслуживания и имеют высокую стоимость.

Регуляторы прямого действия (РПД) просты по конструкции, имеют небольшую стоимость, не требуют прокладки трасс и высокой квалификации обслуживающего персонала. Однако они обладают большой неравномерностью (малым коэффициентом усиления)

и вследствие этого невысокой точностью регулирования. В настоящее время РПД применяются в кондиционерах «Бриз» и др.

По характеру воздействия на регулируемый параметр, а значит, и на объект регулирования, автоматическое регулирование может быть двухпозиционным, ступенчатым и непрерывным.

Система, для которой в процессе регулирования возможны два положения регулирующего органа: «Закрыто» — «Открыто», называется двухпозиционной; регулятор в этом случае носит название регулятора двухпозиционного действия. Такие регуляторы характеризуются зоной нечувствительности, в пределах которой изменение регулируемого параметра не вызывает срабатывания регулятора. Переходный процесс при двухпозиционном регулировании является автоколебательным. Частые включения (выключения) снижают экономичность и срок службы оборудования. Позиционные регуляторы применяются в объектах регулирования с большой инерционностью.

Системы ступенчатого регулирования лучше двухпозиционных тем, что в них отключение (включение) регулируемого объекта происходит не полностью, а частично. Системы ступенчатого регулирования применимы в тех случаях, когда имеется возможность разбить работу регулируемого объекта на несколько ступеней. В таких системах регулируемый параметр колеблется в меньших пределах, чем в двухпозиционных, и переходный процесс получается более удовлетворительным.

Системы непрерывного регулирования могут быть статическими (пропорциональными), астатическими и изодромными.

В системах статического регулирования с пропорциональными регуляторами (называемыми П-регуляторами) перемещение регулирующего органа пропорционально отклонению регулируемого параметра от его заданного значения с точностью зоны нечувствительности, т. е. каждому отклонению регулируемого параметра соответствует определенное положение регулирующего органа.

В системах астатического регулирования регулирующий орган перемещается до тех пор, пока регулируемый параметр не возвращается к исходному значению. Астатические регуляторы часто называют И-регуляторами (интегральными регуляторами). Астатические системы более совершенны, чем системы двухпозиционного или ступенчатого регулирования, так как в них применяются исполнительные механизмы с постоянной скоростью воздействия. Примерами астатическо-шаговых систем могут быть системы с регуляторами типа РТК-Д и РТК-3. Но применять подобные регуляторы для кондиционеров не всегда возможно, так как при быстрых изменениях возмущений (особенно при малых тепловлажностных нагрузках) не будет обеспечено поддержание регулируемого параметра с необходимой точностью.

Изодромные системы автоматического регулирования, построенные на ПИ-регуляторах (пропорционально-интегральных, изодромных), объединяют в себе преимущества пропорциональных (статических) и интегральных (астатических) систем. Изодромный регу-

лятор, обладая большой гибкостью в отношении получения оптимальных переходных процессов, характеризуется высокой степенью точности поддержания регулируемого параметра независимо от тепловлажностной нагрузки регулируемого объекта. Регулирующий орган этой системы, как и астатической, при получении импульса перемещается до тех пор, пока регулируемый параметр не возвращается к исходному значению.

Подробное рассмотрение принципов действия, теории и устройства, достоинств и недостатков различных систем и приборов автоматизации судовых СКВ и обслуживающих их холодильных машин не входит в задачи данного учебника. Эти вопросы изучаются в специальных курсах по автоматизации СУКВ и проектированию САР для них и освещаются в специальной литературе. Здесь же (ниже) рассмотрим существующие способы регулирования основных параметров, принципы устройства и действия основных типовых схем автоматизации СУКВ.

В каждом случае выбор системы и приборов автоматизации СУКВ определяется технико-экономическим анализом и расчетом, наличием освоенных промышленностью элементов схем, а также принятыми вариантами автоматики основных систем судна.

§ 79
Способы регулирования температуры и влажности воздуха в кондиционерах и статического давления в воздухопроводах

В общем случае на конечную температуру обработанного в теплообменнике кондиционера воздуха влияют: 1) расход воздуха через теплообменник; 2) расход тепло-хладоносителя через него; 3) начальные параметры обрабатываемого воздуха; 4) температура тепло-хладоносителя; 5) величина поверхности теплообменника, участвующая в теплообмене. Следовательно, изменяя одну или более из указанных величин вручную или автоматически в зависимости от изменения температуры воздуха на выходе из теплообменника, можно получить эту температуру в необходимых (заданных) пределах.

На рис. 230 показаны простейшие блок-схемы автоматического регулирования температуры $t_{в2}$ воздуха за кондиционером путем изменения одной из указанных выше величин. В первой схеме (рис. 230, *а*) предусматривается устройство байпаса с заслонкой для обвода части воздуха мимо теплообменника, поверхность которого рассчитывают, исходя из условия получения необходимой $t_{в2}$ при максимальной тепловлажностной нагрузке и прохождении всего количества обрабатываемого воздуха через теплообменник.

Во второй схеме (рис. 230, *б*) предусматривается изменение расхода (с помощью регулирующего клапана) тепло-хладоносителя, циркулирующего через теплообменник, поверхность которого рассчитывают из условия получения заданной $t_{в2}$ при расчетной номи-

нальной нагрузке и определенном (не наибольшем) расходе тепло-хладоносителя.

В третьей схеме (рис. 230, *в*) предусматривается изменение начальных параметров воздуха путем изменения соотношения количеств наружного и рециркуляционного воздуха с помощью заслонки. Теплообменник в этом случае рассчитывают на максимальную нагрузку при номинальном соотношении наружного и рециркуляционного воздуха.

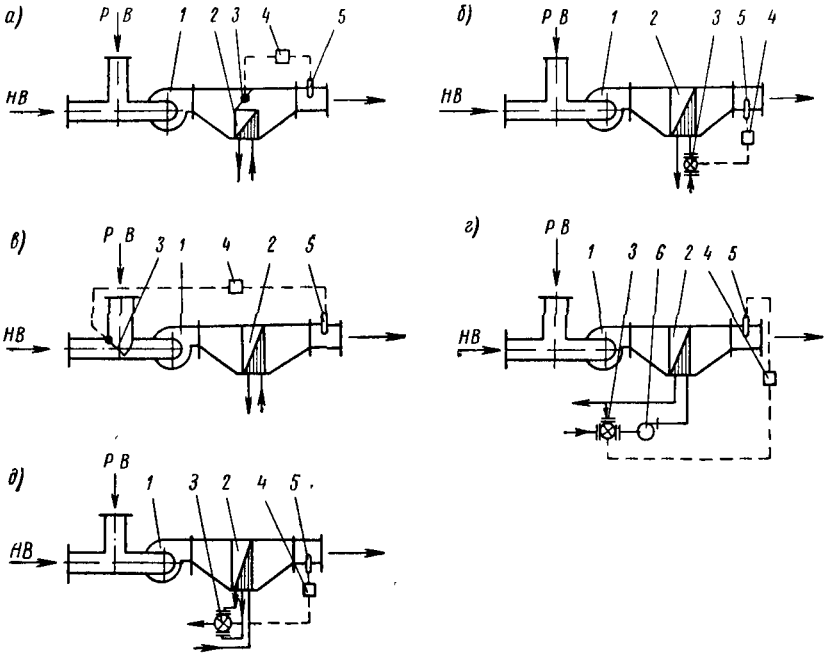


Рис. 230. Схемы автоматического регулирования температуры воздуха на выходе из кондиционера.

1 — электровентилятор; *2* — теплообменник; *3* — исполнительный орган; *4* — регулятор температуры; *5* — датчик температуры; *6* — циркуляционный насос.

По четвертой схеме (рис. 230, *г*) регулирование температуры осуществляется путем изменения температуры тепло-хладоносителя за счет подмешивания большей или меньшей части возвращающегося из теплообменника тепло-хладоносителя к поступающему туда тепло-хладоносителю (применением, например, трехходового крана). Величину поверхности теплообменника в этом случае определяют, исходя из получения необходимой температуры $t_{в2}$ воздуха на выходе при максимальной тепловлажностной нагрузке и номинальной расчетной температуре тепло-хладоносителя.

В пятой схеме (рис. 230, *д*) изменяется величина поверхности теплообменника, активно участвующей в теплообмене. Через

теплообменник проходит постоянное количество воздуха и постоянное количество тепло-хладоносителя с определенной температурой. Теплообменник устроен так, что возможен возврат всего количества или части тепло-хладоносителя в систему до того, как он пройдет по всем трубкам теплообменника. Величину поверхности теплообменника определяют, исходя из получения необходимой температуры воздуха на выходе при максимальной тепловлажностной нагрузке и прохождении максимального количества тепло-хладоносителя через все трубки теплообменника. При изменении температуры $t_{в2}$ датчик температуры воздействует через регулятор на исполнительный орган — трехходовой регулирующий кран, который при неизменном расходе тепло-хладоносителя изменяет его количество, протекающее через регулируемую часть поверхности.

В отечественном судовом оборудовании кондиционирования воздуха наиболее распространенной схемой автоматического регулирования является схема с изменением количества тепло-хладоносителя, протекающего через теплообменник (рис. 230, *б*). Она выгодно отличается от всех других схем простотой действия, простотой и небольшим габаритом исполнительного органа. При первой схеме (рис. 230, *а*) габарит кондиционера увеличивается вследствие устройства в нем специального байпаса и установки воздушной регулирующей заслонки. Третья схема (рис. 230, *в*) неудобна тем, что обязательно предусматривает использование рециркуляционного воздуха, в связи с чем пределы регулирования невелики (так как количество подаваемого в помещения рециркуляционного воздуха ограничиваются Санитарными нормами). В четвертой схеме (рис. 230, *г*) при индивидуальном автоматическом регулировании температуры $t_{в2}$ в каждом кондиционере требуется дополнительная установка насосов. В пятой схеме (рис. 230, *д*) необходимо применять теплообменник специальной конструкции с несколько увеличенным габаритом. Кроме того, четвертая и пятая схемы осуществляются с применением трехходовых регулирующих кранов, которые в судовом исполнении не выпускаются отечественной промышленностью.

В зарубежном оборудовании кондиционирования воздуха применяется видоизмененная вторая схема, в которой непосредственно перед кондиционером устанавливается трехходовый кран или используется обычный двухходовый регулирующий клапан на байпасе — перемычке между подводящей и отводящей трубками охладителя (нагревателя) воздуха кондиционера, обеспечивающие перепуск части тепло-хладоносителя мимо теплообменника. Такая схема применена, например, в установке кондиционирования воздуха на пассажирских судах типа «Иван Франко».

В соответствии с Санитарными правилами в судовых помещениях следует поддерживать относительную влажность воздуха в пределах довольно широкой комфортной зоны $\varphi_п = 40 \div 60\%$. В летнем режиме работы кондиционера параметры воздуха на выходе из него таковы, что в помещениях поддерживается $\varphi_п = 40 \div 60\%$ без специального регулирования влажности воздуха,

только путем поддержания заданной его температуры $t_{в2}$. В зимнем режиме производится увлажнение воздуха в кондиционере, что требует применения средств автоматического поддержания заданной влажности воздуха за кондиционером $\varphi_{в2}$, обеспечивающей $\varphi_{п}=40\div60\%$. Для этой цели можно применять специальные регуляторы влажности. Однако, поскольку допустимый диапазон $\varphi_{п}=40\div60\%$ достаточно широк, для поддержания заданной $\varphi_{в2}$ могут быть использованы и регуляторы температуры.

На рис. 231 показаны три схемы автоматического регулирования влажности обработанного в кондиционере воздуха и соответствующие им процессы конди-

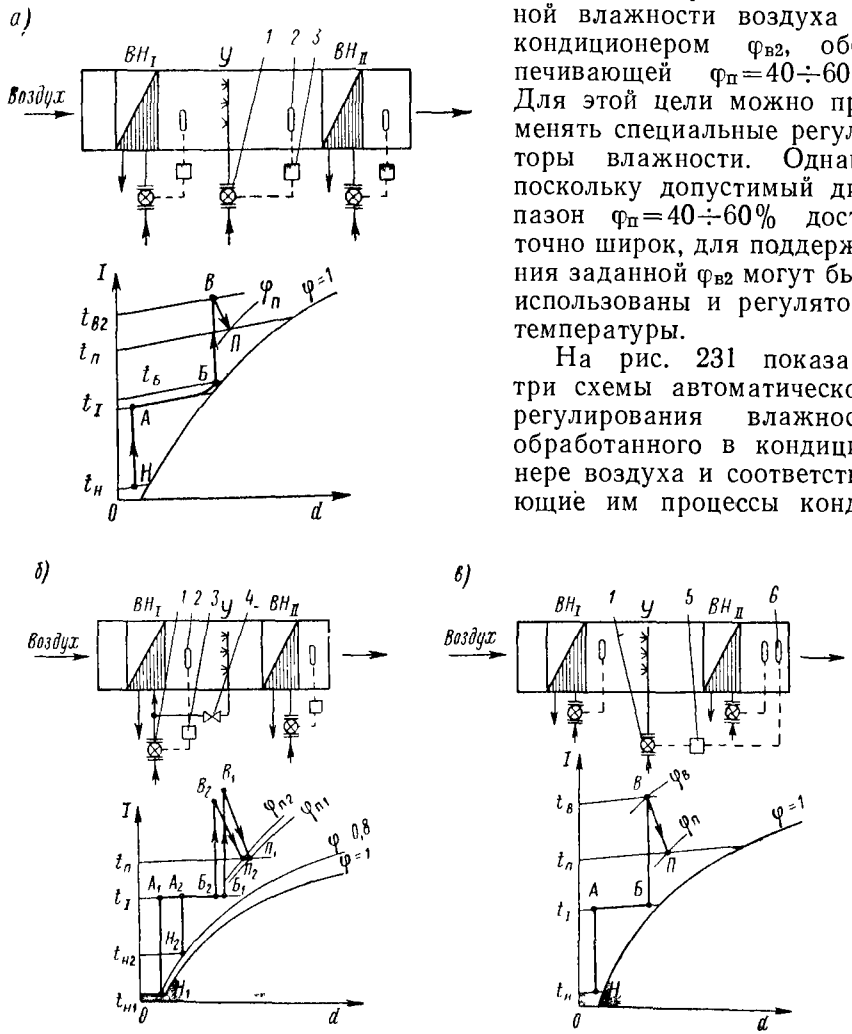


Рис. 231. Схемы автоматического регулирования влажности воздуха за кондиционером с помощью регуляторов температуры (*а*, *б*) и влажности (*в*).

1 — исполнительный орган — регулирующий клапан; *2* — датчик температуры; *3* — регулятор температуры; *4* — ручной регулирующий (запорный) клапан; *5* — регулятор влажности; *6* — датчик влажности.

ционирования в диаграмме *dI*. В первой схеме (рис. 231, *а*) предусматривается использование датчика и регулятора температуры, настроенного на соответствующую температуру $t_Б$ увлажненного до состояния насыщения ($\varphi=1$) воздуха, которая на 1,0—1,5° С

выше температуры воздуха за воздухонагревателем первой ступени $ВН_I$. В случае повышения температуры $t_Б$ расход пара на увлажнитель уменьшится, а при понижении $t_Б$, наоборот, увеличится, что обеспечит поддержание заданной влажности воздуха за кондиционером (точка B на диаграмме) в допустимых пределах.

Во второй схеме (рис. 231, *б*) применяется общий регулирующий клапан *1* воздухонагревателя первой ступени $ВН_I$ и увлажнителя *У*, который управляется регулятором температуры *3* с датчиком *2*. Этот способ регулирования основан на том, что относительная влажность воздуха в зимнее время в морских условиях с изменением его температуры остается практически неизменной. Поэтому для получения влажности воздуха за кондиционером, соответствующей зоне комфорта в помещениях ($\varphi_п = 40 \div 60\%$) при относительной влажности $\varphi_н = 80 \div 85\%$ и температурах $t_н = -25 \div +15°C$ наружного воздуха, температуре воздуха за $ВН_I$ $t_I = 12 \div 18°C$ (или другой), достаточно изменить расход пара на $ВН_I$ в соответствии с изменением температуры $t_н$, а значит, и t_I, пропорционально которому изменяется расход пара на увлажнение (соотношение отрезков — процессов на диаграмме dI $\frac{H_1 - A_1}{A_1 - Б_1} = \frac{H_2 - A_2}{A_2 - Б_2}$). Для первоначальной отстройки системы, т. е. установления необходимого соотношения расходов пара на $ВН_I$ и *У*, схемой предусматривается ручной регулирующий (запорный) клапан *4*.

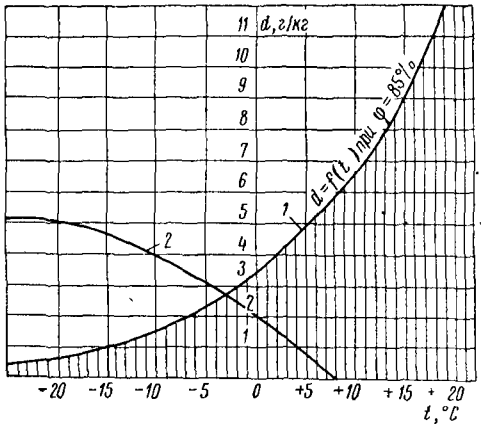


Рис. 232. Зависимость влагосодержания воздуха на море при $\varphi = 85\%$ (кривая *1*) и количества необходимой добавки влаги в кондиционере (кривая *2*) от температуры этого воздуха.

В третьей схеме (рис. 231, *в*) применяется регулятор влажности *5* с датчиком *6*, вызывающий изменение расхода пара (с помощью регулирующего клапана *1*) на увлажнитель в соответствии с изменением влажности воздуха за кондиционером (в точке B на диаграмме dI), поддерживая ее в заданных пределах.

Из рассмотренных выше схем автоматического регулирования влажности воздуха наибольшее распространение в судовом оборудовании кондиционирования воздуха получила вторая схема (рис. 231, *б*), позволяющая одним регулятором температуры и одним исполнительным органом — регулирующим клапаном, обеспечить поддержание заданной температуры и влажности воздуха за $ВН_I$. Она очень проста в изготовлении и надежна в эксплуатации.

В судовых центральных кондиционерах (типа КЦВ и др.) применяется и другая удобная схема регулирования влажности воздуха, в которой используются датчики влажности по температуре ДВТ, имеющие индивидуальные схемы соединения резисторов и терморезисторов. Эти датчики устанавливают на входе воздуха в кондиционер. В узел регулирования влажности входят промежу-

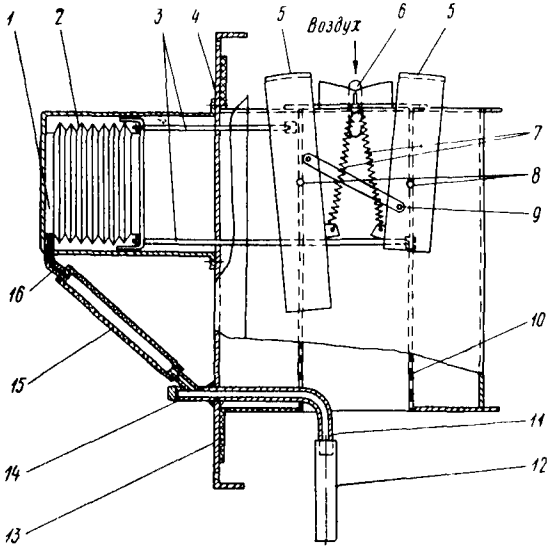
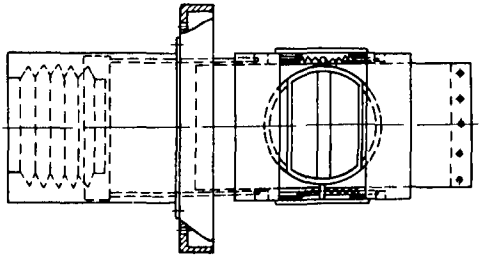


Рис. 233. Регулятор статического давления.

1 — камера; *2* — резиновый сильфон с металлическим дном; *3* — толкатели; *4* — корпус с фланцем для крепления РСД в воздухопроводе; *5* — заслонки, поворачивающиеся вокруг осей *8*; *6* — резиновый обтекатель; *7* — пружины; *9* — соединительная планка; *10* — перфорированная труба; *11* — трубка для отбора статического давления, *12* и *15* — резиновые шланги; *13* — резиновая прокладка; *14* — штуцер; *16* — трубка.



точное устройство — регулятор влажности и исполнительный орган — паровой клапан с электромагнитным приводом (соленоидный клапан *СК*).

Необходимость увлажнения наружного (входящего в кондиционер) воздуха возникает при его температуре приблизительно 8° С (рис. 232), при которой производится соответственно включение или отключение регулятора влажности (включение — при снижении $t_н$ до 8° С, отключение — при повышении $t_н$ до 8° С). Необходимое количество влаги (водяного пара), добавляемой к каждому килограмму воздуха при его температуре ниже 8° С, определяется кривой *2* на рис. 232. По этой кривой и построена выходная харак-

теристика регулятора влажности (настройка специальных устройств такова, что каждые три минуты паровой клапан, если необходимо увлажнение, открывается на время, определяемое температурой наружного воздуха).

Статическое давление в воздухопроводах, изменяющееся при изменении расхода воздуха через воздухораспределители отдельных помещений, как отмечалось выше, регулируется с помощью регуляторов статического давления РСД, устанавливаемых в воздухопроводах на каждую группу помещений.

Устройство РСД показано на рис. 233. В корпусе РСД, имеющем прямоугольную форму, вмонтирована труба по диаметру воздухопровода (РСД, благодаря перформации трубы, играет и роль шумоглушителя, что, помимо всего прочего, вызвано увеличением скорости движения воздуха на входе в РСД). Со стороны входа воздуха эта труба имеет несколько уменьшенное сечение, которое в той или иной степени может перекрываться качающимися вокруг осей *8* заслонками *5*. На заслонки действуют с одной стороны пружины *7*, а с другой — статическое давление воздуха в воздухопроводе через сильфон *2* и толкатели *3*.

Когда в часть помещений, обслуживаемых данным воздухопроводом, подача воздуха уменьшается, статическое давление воздуха за РСД, где установлен приемный шланг *12*, повышается. Это вызывает поворот заслонок и уменьшение расхода воздуха через РСД, что в свою очередь при новом расходе воздуха через магистраль приводит к стабилизации статического давления, соответствующего установившейся подаче воздуха в обслуживаемые помещения.

Такие РСД нашли широкое применение в судовых СКВ. Их устанавливают на каждом воздухопроводе, подающем воздух от кондиционера к помещениям данной группы. Применяют РСД и с электронной схемой регулирования.

В практике встречаются РСД, воздействующие на заслонку, регулирующую количество воздуха, всасываемого вентилятором кондиционера. Однако такие РСД менее удобны в эксплуатации.

§ 80

Примеры схем автоматизации судовых установок кондиционирования воздуха

Схема САР зависит от типа СКВ, технологической схемы обработки воздуха в кондиционере, принятого типа системы автоматики, системы охлаждения ВО кондиционера (непосредственное, рассольное), типа кондиционера (центральный, автономный).

В общем случае САР установки с двухканальным кондиционером (для одноканального схема упрощается) включает в себя следующие узлы:

а) регулирования температуры воздуха на выходе из канала *I*;

б) регулирования параметров воздуха на выходе из канала *II*;

в) переключения режимов работы кондиционера;
г) защиты от замораживания теплообменников кондиционера;
д) управления и сигнализации.

Система автоматического регулирования автономного кондиционера, кроме того, предусматривает тепловую защиту электродвигателей компрессора и вентилятора, электрического водоподогревателя системы увлажнения, а также защиту холодильного компрессора по низкому и высокому давлению фреона. Если холо-

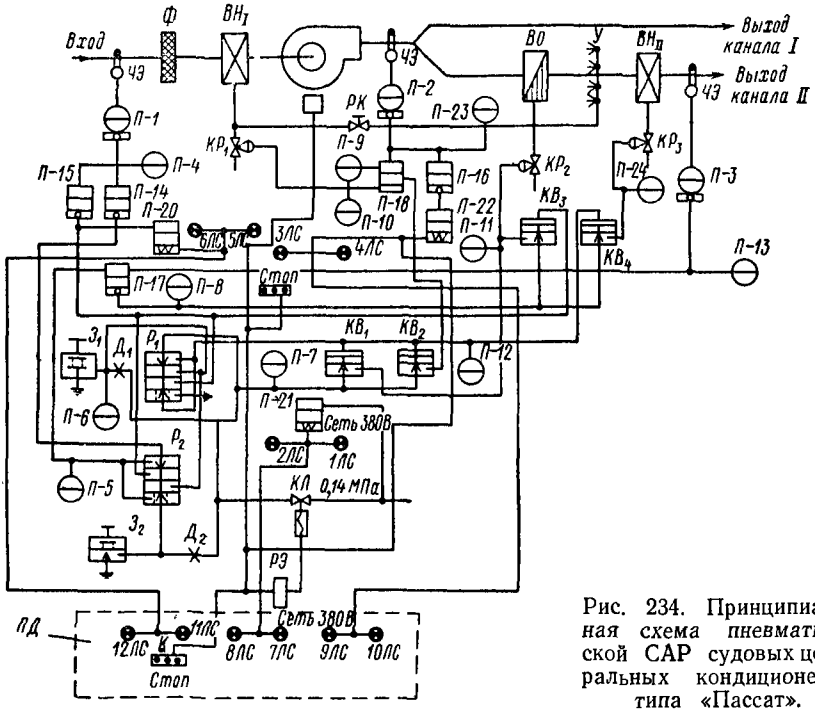


Рис. 234. Принципиальная схема пневматической САР судовых центральных кондиционеров типа «Пассат».

дильная машина автономного кондиционера работает и в режиме теплового насоса, то предусматривается ее защита по температуре забортной воды, выходящей из конденсатора, являющегося в этом режиме испарителем.

Рассмотрим основные типовые схемы САР судовых установок кондиционирования воздуха.

На рис. 234 показана принципиальная схема пневматической САР судового центрального кондиционера типа «Пассат», который предназначен для двухканальной СКВ, с рассольным охлаждением и паровым нагревом и увлажнением воздуха. Эта схема аналогична САР кондиционеров типа КЦВД, примененных, например, на рыбопромысловой базе «Восток».

Система автоматического регулирования обеспечивает в режиме нагрева поддержание постоянной температуры $t_{в1}$ воздуха

на выходе из канала *I*; на выходе из канала *II* поддерживаются переменная температура $t_{в2}$ в зависимости от температуры $t_{вх}$ входящего в кондиционер воздуха $t_{в2}=f(t_{вх})$ и относительная влажность $\varphi_{в2}$ в зависимости от расхода пара через регулирующий клапан воздухонагревателя первой ступени $\varphi_{в2}=\varphi(G_{п}^{I})$.

В режиме охлаждения САР поддерживает постоянную температуру $t_{в2}$ воздуха на выходе из канала *II*. Температура $t_{в1}$ воздуха на выходе из канала *I* не регулируется.

Рассмотрим работу САР.

В режиме нагрева при изменении температуры в области чувствительного элемента *ЧЭ* датчика П-2 соответственно меняется и величина пневмосигнала (манометр П-23 на блоке автоматики), который поступает на регулятор П-18. Регулятор П-18 является пропорционально-интегральным регулятором со встроенным задатчиком. В измерительном устройстве регулятора сигнал от датчика П-2 (манометр П-23) сравнивается с внутренним сигналом задатчика (манометр П-9), преобразуется в соответствии с ПИ-законом регулирования, усиливается и с выхода регулятора (манометр П-10) поступает на клапан $КР_1$ с пневмоприводом. Этот клапан изменяет расход пара на первичный воздухонагреватель $ВН_{I}$, что в свою очередь ведет к изменению температуры воздуха, измеряемой датчиком П-2. Таким образом, узел системы автоматического регулирования температуры $t_{в1}$ замыкается, и все дальнейшие процессы повторяются.

Узел системы автоматического регулирования параметров воздуха канала *II* в этом режиме обеспечивает регулирование влажности воздуха перед $ВН_{II}$ с помощью датчика П-2 и регулирующего клапана $КР_1$ по принципу, описанному в предыдущем параграфе, и схеме, представленной на рис. 231, *б*. Этот узел поддерживает температуру $t_{в2}$ в зависимости от температуры $t_{вх}$ входящего в кондиционер воздуха по закону

$$t_{в2} = t_{в2}^{макс} - k_1 t_{вх}, \qquad \text{(XVII.1)}$$

графически представленному на рис. 235, *а* при изменении $t_{вх}$ в пределах от $-25°$ С до $+18°$ С; это объясняется необходимостью увеличения теплоподвода в помещения с воздухом при росте теплопотерь из-за понижения температуры наружного воздуха. Работа этого узла САР происходит следующим образом.

Датчик температуры П-1 (рис. 234) измеряет температуру входящего воздуха и преобразовывает измерение в пневматический сигнал (манометр П-4). Этот сигнал поступает на вход «минус» прибора простейших алгебраических операций П-14, который имеет постоянную настройку $t_{в2}=t_{в2}^{макс}$, не зависящую от температуры наружного воздуха. Эту настройку устанавливают вручную. В приборе П-14 происходит изменение знака сигнала датчика П-1 с величины $t_{в2}=kt_{вх}$ на величину $t_{в2}=-kt_{вх}$ и сложение с настройкой $t_{в2}=t_{в2}^{макс}$. Далее сигнал с прибора П-14 (манометр П-5) проходит через реле $Р_2$ на вход регулятора П-17, где изменяется угол на-

клона прямой в соответствии с коэффициентом настройки k_1. Графически это показано на рис. 235, *в*. Одновременно на вход П-17 (рис. 234) поступает сигнал от датчика П-3 (манометр П-13). В измерительном устройстве регулятора он сравнивается с преобразованным сигналом от датчика П-1, преобразуется в соответствии с ПИ-законом регулирования, усиливается и с выхода регулятора П-17 (манометр П-8) через клапан $КВ_4$ подается на регу-

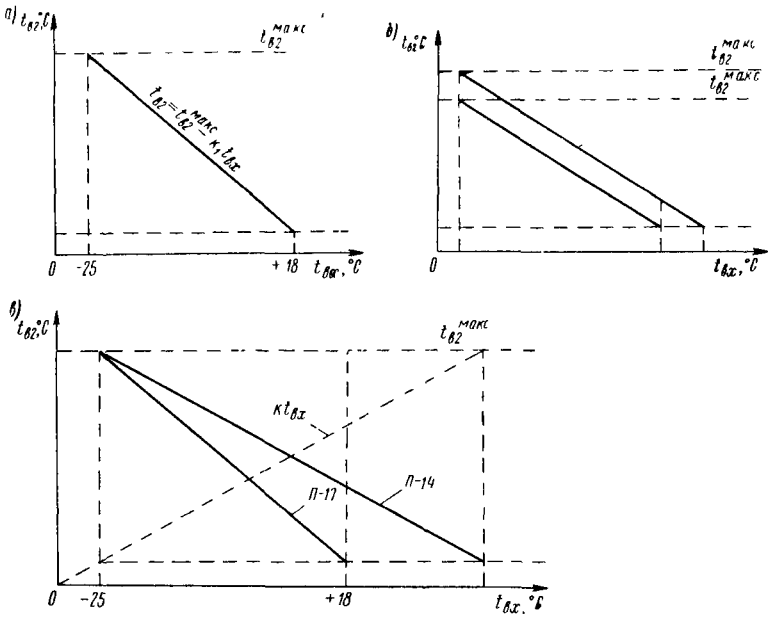


Рис. 235. К объяснению регулирования температуры воздуха канала *II* САР кондиционера «Пассат»: *а* — график закона $t_{в2}=t_{в2}^{макс}-k_1t_{вх}$; *б* — изменение настройки $t_{в2}^{макс}$ в приборе П-14; *в* — изменение закона $t_{в2}=t_{в2}^{макс}-kt_{вх}$ на закон $t_{в2}=t_{в2}^{макс}-k_1t_{вх}$ в регуляторе П-17 (см. рис. 234).

лирующий клапан $КР_3$ вторичного воздухонагревателя $ВН_{II}$. Клапан изменяет расход пара, что в свою очередь ведет к изменению температуры воздуха, измеряемой чувствительным элементом *ЧЭ* датчика П-3, и его относительной влажности. Таким образом, система автоматического регулирования замыкается, и все дальнейшие процессы повторяются.

Для уменьшения или увеличения температуры воздуха на выходе из канала *II* необходимо менять настройку величины $t_{в2}^{макс}$ в приборе П-14. Графически это соответствует параллельному перемещению прямой, как показано на рис. 235, *б*. Для изменения угла наклона прямой необходимо изменять коэффициенты настройки k на приборе П-17.

В режиме охлаждения регулятор П-18 (рис. 234) отключен и клапан $КР_1$ закрыт. Сигнал с задатчика $З_2$ через реле $Р_2$ поступает на вход регулятора П-17, где сравнивается с сигналом от датчика П-3, усиливается, преобразуется в соответствии с ПИ-законом регулирования и с выхода регулятора (манометр П-8) через клапан $КВ_3$ подается на регулирующий клапан $КР_2$ воздухоохладителя. При этом изменяется расход охлаждающей воды, а следовательно, и температура воздуха, измеряемая датчиком П-3. Таким образом, система автоматического регулирования замыкается. Клапан $КР_2$ нормально открыт.

Переключение режимов осуществляется позиционным регулятором П-15, который настраивается на температуру срабатывания, равную 17° С. Переход с режима «Нагрев» на режим «Охлаждение» происходит, когда сигнал от датчика П-1 (манометр П-4) достигнет величины срабатывания регулятора П-15; в это время с выхода регулятора подается сигнал на реле $Р_1$ и $Р_2$. При этом реле $Р_1$, настроенное задатчиком $З_1$ на определенную величину подпора (манометр П-6), срабатывает и подает из системы питания сигнал (манометр П-12), который включает клапаны $КВ_1$, $КВ_2$, $КВ_4$. Клапан $КВ_2$ прекратит подачу воздуха в регулятор П-18, а это значит, что закроется регулирующий клапан $КР_1$, подающий пар на воздухонагреватель $ВН_I$. Клапан $КВ_4$ перекроет канал поступления сигнала с регулятора П-17 к регулирующему клапану $КР_3$; клапан $КР_3$ закроется и прекратит подачу пара к воздухонагревателю $ВН_{II}$. Клапан $КВ_1$ прекратит подачу воздуха из пневмосети к клапану $КР_2$, а так как клапан $КР_2$ нормально открытый, то он откроется. Одновременно сигнал с регулятора П-15 поступает на клапан $КВ_3$, открывает его и позволяет сигналу с регулятора П-17 пройти к клапану $КР_2$. Сигнал с регулятора П-15 вызывает срабатывание реле $Р_2$. Реле перекрывает канал поступления сигнала с регулятора П-14 на регулятор П-17 и открывает канал поступления сигнала с задатчика $З_2$ на регулятор П-17. Одновременно сигнал с выхода П-15 поступает на сигнализатор П-20 и тот в свою очередь переключает контакты, включенные в цепь сигнальных ламп *11ЛС* и *12ЛС*. Загорается лампа Охлаждение».

Переход с режима «Охлаждение» на режим «Нагрев» происходит, когда сигнал с датчика П-1 достигнет величины срабатывания регулятора П-15. На его выходе появляется сигнал, который проходит по описанному выше пути, вызывает срабатывание реле $Р_1$ и $Р_2$. Реле $Р_1$ через клапан $КВ_1$ закроет нормально открытый клапан $КР_2$ (прекратится подача хладоносителя в воздухоохладитель), через клапан $КВ_2$ подаст питание на регулятор П-18 и позволит пройти сигналу с регулятора П-17 через клапан $КВ_4$ на клапан $КР_3$ воздухонагревателя $ВН_{II}$.

Реле $Р_2$ перекроет подачу сигнала с задатчика $З_2$, откроет поступление сигнала с сумматора П-14 на регулятор П-17. Сигнализатор П-20 сигналом от регулятора П-15 переключит свои контакты, и загорится лампа «Нагрев».

Защита от замораживания действует при поступлении с датчика П-2 сигнала на вход позиционного регулятора П-16, настроенного на температуру срабатывания +7° С. Выход регулятора связан с мембранным сигнализатором П-22, который своими контактами разомкнет цепь питания катушки магнитного пускателя *МП* электровентилятора и замкнет цепь лампы «Защита». Пускатель своими блок-контактами разомкнет цепи питания ламп «Вентиляция», «Нагрев», «Охлаждение».

Включение САР происходит после нажатия кнопки «Автоматика», когда одновременно срабатывают магнитный пускатель, запускающий электродвигатель вентилятора кондиционера, и электромагнитный клапан *КЛ*, подающий питание в САР. Кнопкой «Вентиляция» можно включить вентилятор кондиционера, когда нет пневмопитания и температура наружного воздуха не ниже +5° С. Один блок кнопок узла управления расположен непосредственно у кондиционера, а второй — на пульте дистанционного управления *ПД*.

Из-за малого применения в СУКВ здесь не рассматривается электромеханическая САР судовых центральных кондиционеров. Принцип ее действия, с технологической точки зрения, тот же, что и пневматической САР. Однако она включает в себя терморезисторные датчики температуры, мостовые регулирующие блоки, регулирующие клапаны с электроприводом и блоками питания, манометрическое контактное реле защиты теплообменников от замораживания, кнопки управления и лампы сигнализации. Устройство и действие такой схемы рассматривается, например, в книге [77].

Показанная на рис. 234 САР предназначена для кондиционеров с рассольным охлаждением, в которых регулирование температуры воздуха производится изменением расхода рассола через *ВО* с помощью регулирующего клапана *КР*. Поддержание заданной температуры рассола обеспечивается автоматикой холодильной машины, обслуживающей эти кондиционеры (рис. 236).

При изменении тепловой нагрузки на *ВО* кондиционера будет изменяться и нагрузка на испаритель *И* машины, что потребует регулирования ее холодопроизводительности. Способы регулирования холодопроизводительности машин с поршневыми компрессорами рассмотрены в § 61. В схеме на рис. 236 предусмотрен один из них — периодическое отключение одного или нескольких компрессоров *К* при постоянно работающем рассольном насосе *РН*. В этом случае расчетная холодопроизводительность машины соответствует наибольшей тепловой нагрузке на *ВО* кондиционеров. При снижении нагрузки на кондиционеры, а следовательно, и на испаритель машины, с целью поддержания заданной температуры рассола производится отключение компрессора с помощью термореле $ТР_1$, датчик которого закреплен на линии охлажденного рассола. Обратное включение компрессора произойдет через некоторое время при увеличении температуры рассола до заданной, определяемой величиной дифференциала (разности температур размыкания и замыкания контактов термореле, т. е. выключения

и включения компрессоров), которая устанавливается на термореле вручную.

В холодильных машинах с несколькими компрессорами и одним испарителем каждый компрессор может управляться своим термореле по схеме ступенчатого регулирования холодопроизводительности машины с соответствующим сдвигом в настройке каждого термореле.

Показанное на рис. 236 термореле $ТР_2$ служит защитным, предназначенным для отключения компрессора при чрезмерном (опасном) понижении температуры рассола с целью предотвращения его

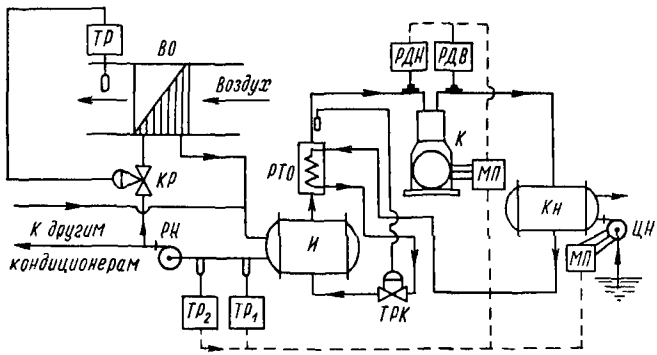


Рис. 236. Принципиальная схема автоматизации холодильной машины, обслуживающей кондиционеры с рассольным охлаждением.

замерзания в испарителе. Это термореле, как и $ТР_1$, соединено импульсной линией связи (штриховая линия) с магнитными пускателями *МП* электродвигателей компрессора и циркуляционного насоса *ЦН* конденсатора *Кн* (*ЦН* отключается при остановке компрессора). В качестве защиты от замерзания рассола при прекращении его циркуляции и работающем компрессоре применяются, кроме того, реле протока, устанавливаемые на рассольном трубопроводе и отключающие компрессор при прекращении движения рассола.

В схеме предусмотрено автоматическое регулирование подачи жидкого хладагента в испаритель с помощью терморегулирующего клапана *ТРК* в зависимости от тепловой нагрузки испарителя. Датчик *ТРК* — термочувствительный патрон закреплен на линии всасывания паров компрессором после регенеративного теплообменника *РТО* и соединен с *ТРК* капиллярной трубкой. Регулируя подачу жидкого хладагента в испаритель, *ТРК* обеспечивает поддержание заданной степени перегрева паров, всасываемых компрессором.

Защита компрессора от чрезмерного понижения давления всасывания и опасного повышения давления нагнетания осущест-

вляется с помощью реле низкого (РДН) и высокого (РДВ) давления. Иногда эти реле объединены в одном приборе.

Описание приборов автоматики холодильных машин и установок СКВ (терморегулирующих клапанов, термореле, реле давления, реле контроля смазки компрессора, реле протока и расхода, соленоидных клапанов, влагорегуляторов и т. п.) приводится в многочисленной специальной литературе [46, 49, 58, 60, 100, 111, 124, 158, 160 и др.].

Автоматизация регулирования холодопроизводительности машины с целью поддержания заданной температуры воздуха в кондиционерах с воздухоохладителями непосредственного испарения несколько сложнее рассмотренной схемы. В принципе возможна схема, при которой холодопроизводительность компрессора (изменением частоты вращения, отключением части цилиндров и т. п.) изменялась бы непосредственно под воздействием терморегулятора с датчиком, расположенным в потоке обработанного в кондиционере воздуха. Однако более приемлемым является иной способ.

Температура t_0 и давление p_0 кипения фреона в испарителе-воздухоохладителе и температура $t_{в2}$ воздуха за ним зависят от тепловой нагрузки воздухоохладителя. С ростом тепловой нагрузки при неизменном расходе фреона через *ВО* величины t_0, p_0 и $t_{в2}$ повышаются. Учитывая определенную связь между изменениями $t_{в2}$ и p_0 для данного воздухоохладителя и холодильной машины, можно обеспечить при разных нагрузках на *ВО* поддержание такого значения p_0 (в некотором интервале), при котором бы поддерживалась заданная температура охлажденного воздуха $t_{в2} \pm \Delta t_{в2}$. Поэтому регулирование холодопроизводительности машины в СУКВ производится по величине давления p_0 кипения (всасывания компрессора) с помощью реле давления *РД*.

Реле давления может воздействовать на систему регулирования холодопроизводительности компрессора: гидравлического или электромагнитного отжима всасывающих клапанов, отключения части цилиндров, изменения частоты вращения вала и т. п. (см. § 61).

Из-за отсутствия серийного выпуска компрессоров с регулируемой холодопроизводительностью в отечественных СУКВ до последнего времени применяли систему регулирования с байпассированием (рис. 237). В этом случае расчетная холодопроизводительность машины соответствует максимальной нагрузке на *ВО* кондиционера. При снижении тепловой нагрузки на *ВО* наблюдается уменьшение (против заданной) температуры охлажденного воздуха и давления кипения (всасывания). На это реагирует реле давления *РД*, которое через промежуточное реле (или без него) открывает соленоидный клапан *СК* на байпасной линии, в результате чего часть сжатых в компрессоре паров фреона непосредственно от компрессора или от конденсатора (во избежание чрезмерного перегрева компрессора) поступает на всасывание. Из конденсатора в испаритель-воздухоохладитель идет меньше жидкого фреона, что при сниженной тепловой иагрузке испарителя приводит

к восстановлению заданных давления кипения p_0 и температуры воздуха $t_{в2}$.

При еще большем снижении нагрузки количество байпассируемого пара может быть увеличено, а холодопроизводительность машины соответственно еще более уменьшена. Для этого необходимы еще одно *РД*, настроенное на более низкое давление, и дополнительный *СК*. При возрастании тепловой нагрузки (давления p_0), наоборот, *СК* на байпасах будут последовательно закрываться, а холодопроизводительность машины возрастать. Для холодильной установки, состоящей из нескольких (обычно двух) компрессоров, работающих на общую фреоновую систему охлаждения *ВО* кондиционеров, возможно регулирование общей холодопроизводитель-

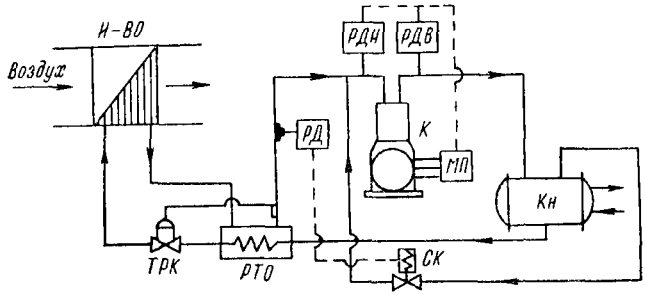


Рис. 237. Принципиальная схема автоматизации холодильной машины, обслуживающей кондиционеры с воздухоохладителями непосредственного испарения.

ности и отключением отдельных компрессоров. Это в сочетании с байпассированием может обеспечить ступенчатое регулирование холодопроизводительности практически в диапазоне от 0 до 100% с интервалом в 15—25%. Однако следует помнить, что такой способ регулирования является неэкономичным и неудобным в эксплуатации (перегрев компрессоров, ступенчатое регулирование и т. п.). При наличии компрессоров с регулируемой холодопроизводительностью необходимости в применении этого способа, разумеется, нет.

Рассмотрим схему автоматизации судовых автономных кондиционеров.

На рис. 238 показана электрическая САР судового автономного кондиционера «Климат-4». Автоматическое управление работой кондиционера осуществляется системой при нажатии кнопки «Автоматика» в зависимости от параметров обрабатываемого воздуха в режимах: нагрева, охлаждения, осушения, увлажнения. Эти же режимы могут поддерживаться и при ручном управлении нажатием соответствующих кнопок на кнопочном посту. Кроме того, система предусматривает тепловую защиту электродвигателей компрессора *ДК* (реле тепловой защиты $РТЗ_2$) и вентилятора *ДВ* ($РТЗ_1$), электрического водоподогревателя *ВП* системы увлажне-

ния ($РТЗ_4$), а также защиту холодильной машины (компрессора) по низкому и высокому давлениям фреона с помощью реле давления *РД*. Кроме этих приборов защиты, в систему управления входят: трехпозиционный терморегулятор *ТР* с датчиком температуры *ДТ*, трехпозиционный влагорегулятор *ВР* с датчиком влажности *ДВ*, соленоидный клапан *СК* подачи воды на увлажнитель *У*, трансформатор *Т*, контакторы $К_1$—$К_4$, промежуточные реле $ПР_1$—$ПР_4$, пост управления с сигнальными лампами *1ЛС*—*5ЛС* и кнопками включения.

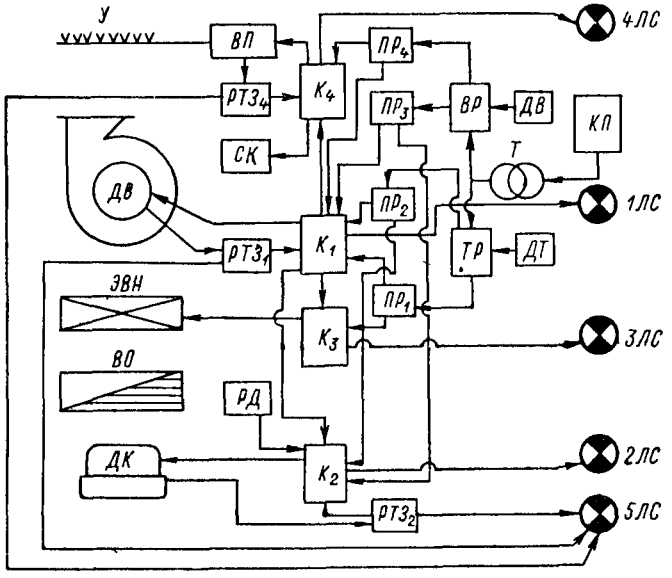


Рис. 238. Принципиальная схема электрической САР судового автономного кондиционера «Климат-4».

Режим нагрева автоматически осуществляется, если температура в обслуживаемом помещении ниже значения, установленного на датчике температуры *ДТ*. В этом случае с *ДТ* через терморегулятор *ТР* поступает сигнал, который вызывает срабатывание промежуточного реле $ПР_2$. Реле подключает питание на контактор $К_1$, который включает электродвигатель вентилятора и подключает питание на контакторе $К_3$. Контактор $К_3$ включает электрический воздухонагреватель *ЭВН*, загораются сигнальные лампы *1ЛС* и *3ЛС* «Вентиляция» и «Нагрев».

При повышении температуры воздуха до заданной нагреватель отключается, а вентилятор продолжает работать.

Режим охлаждения осуществляется при срабатывании промежуточного реле $ПР_1$ по сигналу терморегулятора при повышении температуры воздуха в помещении выше значения, установленного на датчике температуры. В этом случае подается питание на контактор $К_1$, который включает электровентилятор и подает

питание на контактор K_2. Контактор K_2 включает электродвигатель компрессора, загораются сигнальные лампы *1ЛС* и *2ЛС* «Вентиляция» и «Охлаждение». При снижении температуры до заданной, компрессор отключается, а вентилятор остается в работе.

Кондиционер работает в *режиме осушения*, когда влажность воздуха в помещении выше установленной на *ДВ*, а температура его ниже установленной на *ДТ*. В этом случае по сигналу от *ДВ* влагорегулятор *ВР* вызовет срабатывание промежуточного реле $ПР_3$, которое подаст питание на контактор K_1, а по другой цепи, по сигналу *ДТ*, через терморегулятор *ТР* и промежуточное реле $ПР_1$ поступит питание на контактор K_1. Контактор K_1 включает электровентилятор и подает питание на контакторы K_3 и K_2, которые включают соответственно воздухонагреватель и компрессор холодильной машины. При этом загораются сигнальные лампы *1ЛС*, *3ЛС* и *2ЛС* «Вентиляция», «Нагрев» и «Охлаждение».

Режим увлажнения осуществляется при понижении относительной влажности воздуха помещения ниже установленной на *ДВ*. При этом сигнал от *ДВ* через влагорегулятор *ВР* вызывает срабатывание промежуточного реле $ПР_4$, которое подаст питание на контактор K_1. Контактор K_1 включает электровентилятор и подает питание на контактор K_4, который включает водоподогреватель *ВП* и соленоидный клапан *СК* увлажнителя *У*. Загораются сигнальные лампы *1ЛС* и *4ЛС* «Вентиляция» и «Увлажнение». При достижении заданного уровня влажности воздуха отключается увлажнитель, вентилятор остается в работе.

Таким образом, работа всех узлов кондиционера сблокирована с работой электровентилятора и возможна только при работе последнего.

На рис. 239 показана принципиальная схема САР судового автономного группового кондиционера «Нептун-125» с тепловым насосом. Схема этой холодильной машины — теплового насоса представлена на рис. 189 и рассмотрена в § 64.

Система управления обеспечивает автоматическое поддержание заданных параметров воздуха ($t_п = 20 \div 30°$ С, $\varphi_п = 40 \div 60\%$) в обслуживаемых помещениях в следующих режимах работы кондиционера: а) вентиляции; б) охлаждения; в) нагрева; г) увлажнения; д) нагрева и увлажнения. Блок датчиков термо- и влагорегуляторов устанавливают в одном из обслуживаемых кондиционером помещений с наиболее характерными для данной группы помещений тепловлажностными характеристиками. Один из терморегуляторов управляет кондиционером в режиме охлаждения, а другой — в режиме нагрева. Их настройка может быть в пределах от 20 до 30° С, а настройка влагорегулятора — от 40 до 60% относительной влажности.

В случае автоматического управления (положение рукоятки переключателя П-6 «Автоматика», горит лампа *7ЛС*) кондиционер включается в режим охлаждения при температуре воздуха в помещении $t_п \geqslant 24°$ С, а в режим нагрева по циклу теплового насоса — при $t_п \leqslant 22°$ С (при температуре смеси наружного и рецир-

куляционного воздуха на входе в кондиционер ниже 12° С дополнительно вручную включается электрический воздухонагреватель *ЭВН*).

В случае ручного управления включение кондиционера в режим охлаждения производится при температуре входящего воздуха $t_{вх} \geqslant 23°$ С, а в режим нагрева по циклу теплового насоса — при $t_{вх} \leqslant 23°$ С.

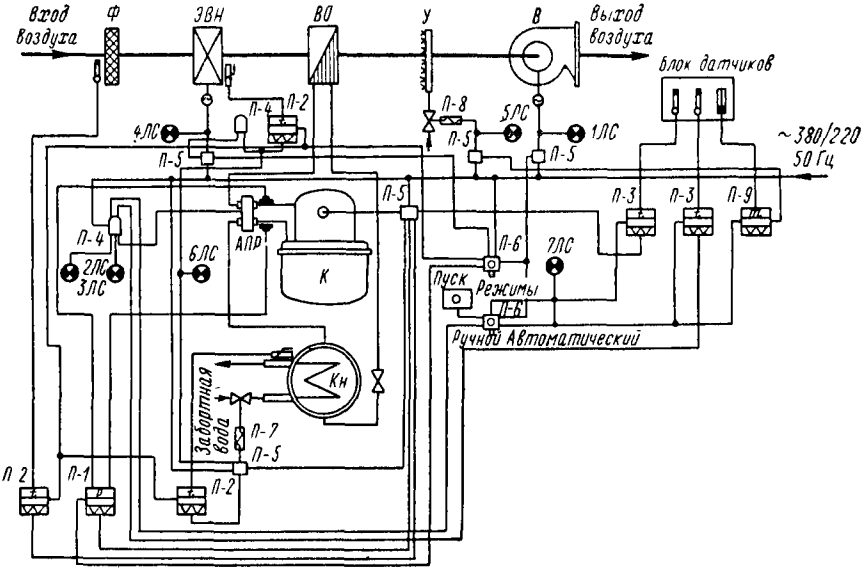


Рис. 239. Принципиальная схема САР судового автономного кондиционера «Нептун-125» с тепловым насосом.

П-1 — реле давления; *П-2* — усилитель реле тепловой защиты; *П-3* — термореле; *П-4* — реле РМУГ; *П-5* — контактор КМИ; *П-6* — переключатель ПМФ-45; *П-7* — соленоидный клапан забортной воды; *П-8* — соленоидный вентиль парового клапана; *П-9* — влагорегулятор; *ЛС* — сигнальные лампы (*1ЛС* — «Вентиляция», *2ЛС* — «Охлаждение», *3ЛС* — «Нагрев в режиме теплового насоса», *4ЛС* — «Нагрев электрический», *5ЛС* — «Увлажнение», *6ЛС* — «Защита», *7ЛС* — «Автоматическое управление»).

Автоматическое включение кондиционера в режим увлажнения происходит при снижении относительной влажности воздуха в помещении до $40_{-5}\%$. А если при этом и температура воздуха ниже 22° С, то кондиционер работает в режиме увлажнения и нагрева.

Включение кондиционера в работу производится переключателем П-6, который устанавливается в положение, соответствующее ручному или автоматическому управлению, и нажатием кнопки «Пуск». При этом подается напряжение в цепи всех контакторов, соленоидных клапанов, автоматического переключателя режимов *АПР*, усилителей и датчиков термо- и влагорегуляторов, сигнализации и защиты. Следует заметить, что в этой схеме, кроме тепловой защиты электродвигателей компрессора и вентилятора, защиты компрессора по минимальному и максимальному давлению фреона и защиты электрического воздухонагревателя, предусмотрена

защита от замораживания воды в конденсаторе, являющемся испарителем в случае работы машины в режиме теплового насоса. Эта защита отключает компрессор при температуре воды на выходе из конденсатора —2° С.

При включении кондиционера в работу в первую очередь включается вентилятор, который постоянно работает во всех режимах (горит лампа *1ЛС*). Затем в зависимости от температуры и влажности воздуха в помещении автоматически включаются холодильная машина (в режиме охлаждения или теплового насоса) и увлажнитель. Одновременно с включением холодильной машины (компрессора) открывается соленоидный клапан П-7 на линии забортной воды конденсатора. При этом загорается соответствующая сигнальная лампа *2ЛС* «Охлаждение» или *3ЛС* «Нагрев тепловым насосом». Включение или отключение холодильной машины в этом или ином режиме работы, а также увлажнителя производится соответствующим терморегулятором П-3 и влагорегулятором П-9 в зависимости от параметров воздуха в помещении.

При срабатывании любого вида защиты загорается сигнальная лампа *6ЛС*.

ГЛАВА

XVIII

ИСПЫТАНИЯ СУДОВЫХ УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

§ 81
Цель и виды испытаний

Различают следующие виды испытаний судовых СКВ и их оборудования:

1. Стендовые испытания оборудования.
2. Швартовные испытания СКВ и оборудования (в период швартовных испытаний судна).
3. Ходовые испытания СКВ и оборудования (в период ходовых испытаний судна).

Допускается объединение швартовных и ходовых испытаний в одно испытание.

Стендовые испытания оборудования. При проектировании оборудования кондиционирования воздуха ряд величин, используемых в аэродинамических, теплотехнических, акустических и других расчетах, принимают с некоторыми допущениями и приближениями на основании накопленных опытных и теоретических данных. Единственный метод проверки правильности выбора этих

величин — стендовые испытания оборудования и его отдельных узлов при работе в условиях, близких к эксплуатационным.

Испытания отдельных узлов оборудования позволяют всесторонне изучить их характеристики, сравнить эти узлы с существующими подобными узлами, наметить пути дальнейшего улучшения и совершенствования конструкции.

Стендовые испытания оборудования кондиционирования воздуха имеют целью определение его качества и соответствия характеристик техническим условиям на поставку. Вместе с тем они позволяют судить о правильности принятых проектантом оборудования тех или иных решений по конструктивным, теплотехническим, аэродинамическим и другим вопросам и о возможности улучшения этих решений.

Все оборудование кондиционирования воздуха, поставляемое на суда, проходит на заводах-изготовителях следующие основные стендовые испытания:

— теплотехнические — с целью определения холодопроизводительности, теплопроизводительности, расходов тепло-хладоносителей, выходных параметров воздуха и тепло-хладоносителя, потребляемой из сети электроэнергии и некоторых других данных;

— аэродинамические — с целью определения полного давления воздуха, создаваемого оборудованием, потерь напора в воздушном тракте оборудования и расхода воздуха;

— электромеханические — для проверки оборудования на ударо- и вибростойкость, его работы в условиях крена и дифферента, а также проверки сопротивления изоляции электрических цепей, устойчивости ее к пробивному напряжению и т. д.;

— акустические — для определения уровня шума вокруг оборудования (в определенных точках, оговариваемых в технических условиях на поставку оборудования), на входе и выходе воздуха и измерения звуковой вибрации;

— испытания автоматики — с целью выяснения ее работоспособности по поддержанию заданных параметров.

Все эти испытания производятся не только на номинальном расчетном режиме, оговоренном техническими условиями на поставку, но и на других режимах, отличных от номинального. Самым широким и всесторонним испытаниям подвергаются опытные и головные образцы (опытные — впервые созданные; головные — первые образцы серий, партий). Цель испытания серийных образцов — определение качества изготовления оборудования.

Различают приемные и типовые испытания судового оборудования кондиционирования воздуха.

Приемным испытаниям подвергается каждый изготовленный образец для определения качества его изготовления и установления его соответствия техническим условиям на поставку. Объем приемных испытаний должен быть по возможности минимальным, однако достаточным для определения качеств принимаемого образца по его основным параметрам.

При приемных испытаниях обычно проверяют соответствие изготовленного образца чертежам, его массу, замеряют расход воздуха и давление, создаваемое образцом, потребление электрической энергии, определяют работоспособность всех движущихся узлов, производят настройку автоматики и защиты, проводят акустические и некоторые другие испытания, связанные со спецификой принимаемого оборудования.

Теплотехнические, вибро-ударопрочностные испытания, как правило, не входят в объем приемных.

Типовым испытаниям подвергается каждый первый образец, у которого в процессе производства были произведены изменения по конструкции, применяемым материалам или по входящим в него покупным изделиям.

Цель типовых испытаний — установить влияние внесенных в образец изменений на его технические параметры и определить соответствие этих параметров техническим условиям на поставку. Типовые испытания более широкие, чем приемные. Помимо программы приемных испытаний, они могут включать в себя теплотехнические, вибро-ударопрочностные и некоторые другие специальные испытания и проверки, связанные с внесенными в образец изменениями.

Стоимость испытаний очень высока. Например, стоимость типовых испытаний головного образца судового автономного кондиционера равна стоимости его изготовления, а приемные испытания по стоимости могут достигать одной трети стоимости изделия. Поэтому к назначению объема приемных и типовых испытаний нужно подходить внимательно, тщательно взвешивая все стороны технического, производственного и экономического характера.

Испытания центральных и автономных кондиционеров, воздухоохладительных установок, воздухораспределителей и т. п. необходимо проводить на специально оборудованных стендах, которые должны обеспечивать:

— возможность получения необходимых параметров воздуха перед испытываемым оборудованием и получение расходов воздуха, тепло-хладоносителя в интервале возможных значений этих величин при эксплуатации оборудования;

— возможность производства измерений всех величин, характеризующих работу испытываемого оборудования, с достаточной степенью точности.

Целью *швартовных и ходовых испытаний* окончательно смонтированных на судне СКВ и оборудования является проверка соответствия параметров работы системы и оборудования утвержденным нормам по температуре, влажности, чистоте и подвижности воздуха и проектным данным по расходу воздуха в обслуживаемых помещениях. Допускаются следующие отклонения полученных при испытаниях результатов замеров от утвержденных норм и проектных данных:

— по расходу воздуха, тепло-хладоносителя $\pm 10\%$;

— по температуре $\pm 1°$ С;

— по относительной влажности ±5%;
— по подвижности воздуха ±0,1 м/с.

В период швартовных испытаний судна проверяют работоспособность СКВ и всех ее узлов (оборудования) по прямому назначению и подачу воздуха в обслуживаемые помещения в требуемых по расчету количествах. При этом расход воздуха определяют последовательно для каждого помещения данной группы, обслуживаемой проверяемым кондиционером.

При ходовых испытаниях судна проверяют устойчивость работы СКВ и ее отдельных элементов по прямому назначению в условиях, близких к эксплуатационным.

§ 82
Швартовные и ходовые испытания

В период швартовных испытаний проверяют правильность срабатывания приборов САР, производят электротехнические испытания электромеханических устройств СКВ, устанавливают и регулируют расчетные степень рециркуляции и количество воздуха, подаваемого в помещения, скорость его выхода из воздухораспределителей, определяют коэффициенты эжекции (выборочно, для нескольких помещений), аэродинамические сопротивления СКВ (в случае, если не обеспечивается расчетная воздухоподача в помещения), проверяют работоспособность холодильных установок СКВ (работу компрессоров и насосов, срабатывание приборов САР и защиты, циркуляцию хладагента, масла, воды, рассола), определяют общие уровни шума в кондиционируемых помещениях (выборочно).

Во время ходовых испытаний при установившемся режиме работы СКВ определяют параметры (t, φ) наружного и рециркуляционного воздуха (в местах его приема в СКВ), параметры воздуха (t, φ), подвижность, содержание CO_2, а по требованию санитарного надзора — и содержание вредных примесей, влияющих на обитаемость) в некоторых помещениях (выборочно) при штатном количестве находящихся в них людей. Если в помещениях невозможно получить требуемые параметры воздуха, проверяют качество изоляции ограждающих поверхностей этих помещений, определяют параметры воздуха на выходе из кондиционера, температуры и давления тепло-хладоносителей.

В условиях плавания судна во время ходовых испытаний при работе систем общесудовой и машинно-котельной вентиляции производится проверка отсутствия поступлений загрязненного воздуха в приемные устройства СКВ. При установившемся режиме работы производят испытания холодильной установки, в результате которых определяют: температуры и давления хладагента во всасывающем и нагнетательном патрубках компрессора; давления конденсации и в ресивере, на входе и выходе хладагента в испарителе; температуры и давления воды на входе в конден-

сатор и выходе из него, рассола на входе в испаритель и выходе из него; мощности, потребляемые из сети электродвигателями компрессоров и насосов; сопротивление изоляции и обмоток электродвигателя герметичного или бессальникового компрессора; частоту вращения валов компрессора и насосов; частоту тока сети; время включения и выключения компрессора.

Все работы, помимо электротехнических, выполняемые в процессе швартовных и ходовых испытаний СКВ, можно объединить в аэродинамические и теплотехнические испытания.

Цель *аэродинамических* испытаний СКВ состоит в определении: расходов наружного и рециркуляционного воздуха; количества обрабатываемого в кондиционерах воздуха; количества воздуха, подаваемого в обслуживаемые помещения и эжектируемого воздухораспределителями; производительности и давления вентиляторов кондиционеров; расходов воздуха, его скорости и давления в воздухопроводах каждой группы помещений; непроизводительных потерь воздуха в системе.

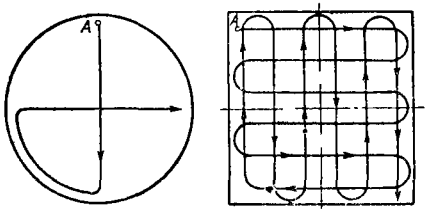


Рис. 240. Схема измерения скорости воздуха при помощи анемометра.

Теплотехнические испытания СКВ проводят для определения параметров воздуха наружного, рециркуляционного, до и после кондиционеров, в помещениях, где кроме того, проверяют подвижность воздуха в зоне обитаемости, содержание CO_2 и других вредных примесей, а также для определения расходов тепло-хладоносителей через оборудование СКВ. Швартовные и ходовые испытания по сравнению со стендовыми испытаниями оборудования СКВ — более общие, менее подробные и менее точные. Их проводят непосредственно на смонтированных на судне системах и оборудования при некоторой их дополнительной оснастке. Стендовые же испытания требуют специального оборудования, измерительных устройств и более точных приборов.

Расход воздуха в судовых воздухопроводах, приемных или выпускных устройствах и трубах определяется через их живое сечение и среднюю скорость воздуха, определенную в первом случае с помощью пневмометрических трубок, а во втором — с помощью крыльчатого (при $w=0{,}3\div5$ м/с) или чашечного (при $w=1\div20$ м/с) анемометров с соблюдением всех условий и правил, изложенных в специальной литературе.

Пневматическую трубку нужно устанавливать на прямом участке воздухопровода на расстоянии 4—5 калибров за местами сопротивлений и не менее двух калибров до последующего по ходу воздуха местного сопротивления. Измерение динамических напоров (скоростей) в круглых трубопроводах производится по двум взаимно перпендикулярным диаметрам в точках, лежащих на окружности, которые делят кольцевые равновеликие площади

сечения на две равные части (число колец, на которые делится площадь сечения воздухопровода, зависит от его диаметра и составляет от 5 — для диаметра 100—300 мм — до 16 — для диаметра 1000 мм и более). С целью определения средней скорости в круглых воздухопроводах могут быть применены и так называемые интегральные трубки или крестовины [57] с отверстиями в в тех точках, в которые нужно устанавливать пневмометрическую трубку.

Воздухопровод прямоугольного сечения делят на ряд равновеликих площадок, геометрически подобных всему сечению, со стороной площадки не более 150—200 мм. Скоростные давления измеряют в центре каждой площадки, а затем осредняют.

Статическое давление измеряют при помощи 4—6 отверстий (без заусенцев) диаметром 1,5—2,0 мм в стенке воздухопровода, равномерно размещенных по окружности на расстоянии 2—4 калибров от оборудования (сопротивления).

Измерение скорости воздуха анемометрами производится в плоскости входа или выхода потока. Для сечений эквивалентным диаметром $D_{эк} \leqslant 600$ мм скорость воздушного потока измеряют медленным равномерным движением анемометра по всему сечению (рис. 240). При $D_{эк} \geqslant 600$ мм сечение разбивают на несколько равных площадок, в центре каждой из которых производят измерение скорости; затем находят среднюю скорость воздушного потока.

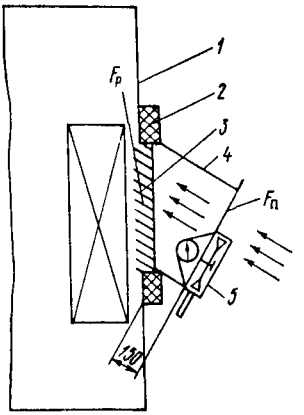


Рис. 241. Схема измерения средней скорости и расхода воздуха на всасывании в автономных и местных кондиционерах.

1 — кондиционер; *2* — уплотнительная прокладка; *3* — направляющие жалюзи; *4* — насадка-патрубок; *5* — анемометр.

Скорости воздуха необходимо измерять не менее двух раз, расхождение при этом не должно превышать ±5%.

Для измерения расходов воздуха через сечения с решетками с помощью анемометров применяют специальные насадки — патрубки из жести, картона, винипласта и т. п. (рис. 241 и 242, *а*). Скорость в живом сечении может быть найдена путем пересчета через соотношение $F_п/F_р$ площадей патрубка и выходной решетки. При этом должно соблюдаться условие $F_п \geqslant F_р$.

Количество приточного воздуха $V_{пр}$ (м³/с), поступающего в помещения, может быть определено измерением скоростей и расходов воздуха через воздухораспределители (рис. 242). Если воздухораспределитель эжекционного типа и известен коэффициент эжекции $k_э$, то

$$V_{пр} = \frac{V_в}{k_э + 1}, \qquad \text{(XVIII.1)}$$

где $V_в$ — полный расход воздуха в выходном сечении воздухораспределителя, м³/с.

Если требуется определить $k_э$, то необходимо измерить расход воздуха в выходном сечении воздухораспределителя, вначале при открытой эжекционной решетке ($V_в = V_{пр} + V_{эж}$), а затем при закрытой ($V_{пр}$).
Тогда

$$k_э = \frac{V_в - V_{пр}}{V_{пр}} = \frac{V_{эж}}{V_{пр}}. \qquad \text{(XVIII.1а)}$$

Если в помещении несколько воздухораспределителей, то они все должны быть испытаны. Отклонение действительного количе-

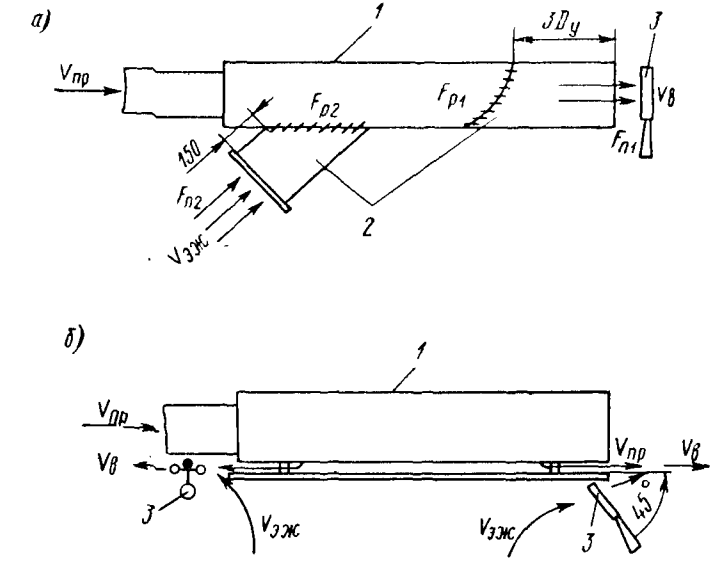


Рис. 242. Схема измерения расходов воздуха через воздухораспределители с направленной (*а*) и радиальной (*б*) раздачей.
1 — воздухораспределитель; *2* — насадка-патрубок; *3* — анемометр.

ства приточного воздуха от расчетного не должно превышать ±10%.

Воздухопроизводительность кондиционера (вентилятора) следует определять как по стороне всасывания, так и по стороне нагнетания, а затем осреднять (расхождение — не более ±5%). Если фактическая производительность $V_{к.ф}$ меньше проектной $V_{к.пр}$, определяют необходимое давление $H_п$ (Па), которое должен развивать кондиционер (вентилятор) для обеспечения проектной производительности в данной сети воздухопроводов, по формуле

$$H_п = H_ф \left(\frac{V_{к.\,пр}}{V_{к.\,ф}}\right)^2, \qquad \text{(XVIII.2)}$$

где $H_ф$ — фактическое давление воздуха за кондиционером (вентилятором), Па.

Непроизводительные потери воздуха в системе ΔV (м³/с) определяют как разность фактической воздухопроизводительности кондиционера $V_{к.ф}$ и суммарного количества воздуха $\Sigma V_{пр}$, подаваемого в помещения,

$$\Delta V = V_{к.ф} - \Sigma V_{пр}. \qquad \text{(XVIII.3)}$$

Они не должны превышать 10% от $V_{к.ф}$. В случае, если $\Delta V > 0{,}1 V_{к.ф}$, необходимо выявить и устранить имеющиеся в системе неплотности. Для этой цели следует определить расходы воздуха в сечениях воздухопроводов на каждую группу помещений и сопоставить их с суммарным количеством приточного воздуха (через воздухораспределители) для этих же групп.

Полное давление (Па), развиваемое оборудованием СКВ, определяют как сумму абсолютных значений полных давлений, замеренных до ($H_п^{вс}$) и после ($H_п^{и}$) оборудования,

$$H_п = H_п^{вс} + H_п^{н}. \qquad \text{(XVIII.4)}$$

Отклонения от паспортной характеристики оборудования по давлению не должны превышать ±6%.

Аэродинамическое сопротивление (Па) оборудования или отдельных участков СКВ определяется как разность абсолютных значений полного давления на входе в оборудование (участок) и выходе из него

$$\Delta H = H_п^{вх} - H_п^{вых}. \qquad \text{(XVIII.5)}$$

При теплотехнических испытаниях для измерения температур воздуха, паров и жидкостей от —40 до +60° С применяются технические термометры с ценой деления 0,1° С. При температурах среды выше 60° С допускается применение термометров с ценой деления 0,5—1,0° С.

При замерах температуры воздуха термометры должны быть защищены от непосредственного воздействия солнечной и тепловой радиации, а также от атмосферных осадков. Баллоны термометров, установленных вблизи горячих или холодных поверхностей, рекомендуется защищать экраном из фольги или белой жести высотой 50—100 мм. Отсчет по шкале термометра следует делать не ранее, чем через 5 мин от начала замера.

Относительную влажность воздуха определяют с помощью аспирационного психрометра (в помещении) или сухого и мокрого термометров, либо термопар (в воздухопроводах). Показания аспирационного психрометра нужно снимать спустя 3—4 мин после пуска встроенного в прибор вентилятора.

При необходимости записи изменяющихся во времени температуры и относительной влажности воздуха применяют термографы и гигрографы, показания которых следует ежесуточно проверять по термометру и психрометру.

Разность между температурой помещения и температурой ограждающих поверхностей определяют по измерениям температур ограждения и воздуха на расстоянии 0,5 м от ограждения.

Подвижность воздуха в кондиционируемых помещениях, как и его параметры, нужно измерять в зоне обитаемости, начиная от настила палубы до высоты 1,5—1,8 м, вне зоны действия солнечной и тепловой радиации в периоды максимальных суточных температур. Для этого используют крыльчатые анемометры или термоэлектроанемометры, а предварительно устанавливают основное направление воздушных потоков в помещении.

Проверку содержания CO_2 в воздухе помещений производят с помощью газоанализаторов ОРСА, ГМУ-2 и др. Пробы берут на уровне коек нижнего яруса в наиболее населенных помещениях, а также в одно- или двухместных каютах в местах с наименее интенсивными потоками воздуха, на высоте 0,7—1,0 м от палубы.

Температуру воздуха на выходе из воздухораспределителей и местных автономных кондиционеров определяют как среднеарифметическое значение замеров по отдельным термометрам (не менее двух), установленным в разных местах выходного сечения.

Параметры воздуха в кондиционируемых помещениях рекомендуется определять при неизменных температурах наружного воздуха, как правило, в середине дня. Продолжительность испытаний — не менее двух часов, замеры производят через 30—45 мин.

Параметры наружного воздуха следует измерять на открытом месте, удаленном не менее чем на 1,5 м от палуб и надстроек, а также от других источников тепло- и влаговыделений.

Параметры рециркуляционного воздуха измеряют у места приема рециркуляционного воздуха или, если мест приема несколько, в общем рециркуляционном воздухопроводе.

Расход тепло-хладоносителей устанавливают косвенным путем по величине измеренного гидравлического сопротивления теплообменного аппарата из его характеристики, полученной в стендовых испытаниях. При этом должно быть выдержано равенство диаметров подводящего трубопровода и патрубка на аппарате. Гидравлическое сопротивление измеряют с помощью образцовых манометров.

§ 83
Стенды для испытаний оборудования СКВ

Сложность испытательных стендов, их насыщенность приборами и приспособлениями зависят от типа испытуемого оборудования, характера и количества параметров, которые необходимо устанавливать и замерять.

Существует два основных метода испытаний оборудования кондиционирования воздуха: психрометрический и калориметрический.

Психрометрический метод отличается сравнительной простотой и основан на измерении расхода и параметров воздуха на входе в кондиционер и выходе из него. Однако, поскольку определение

расхода воздуха и особенно его энтальпий связано со значительными погрешностями, данный метод не всегда обеспечивает достаточную точность испытаний и менее приемлем для проведения тщательных лабораторных исследований.

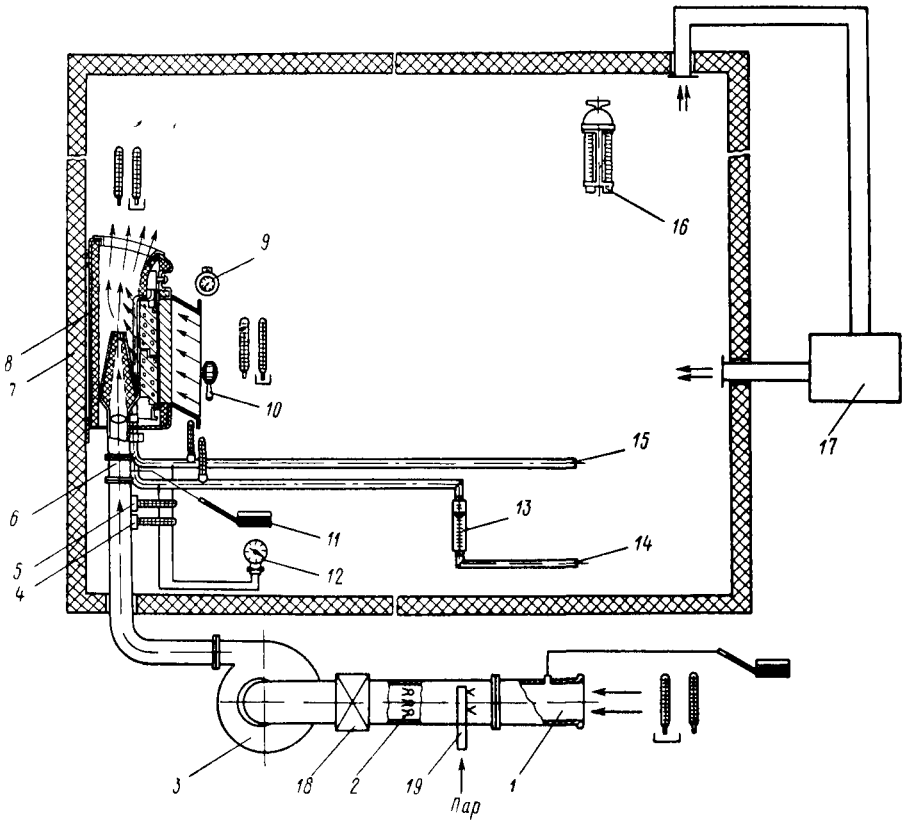


Рис. 243. Принципиальная схема стенда для испытания ВРДК.

1 — коллектор измерительный; *2* — заслонка дроссельная; *3* — вентилятор; *4* — термометр ртутный сухой; *5* — термометр ртутный мокрый, *6* — камера отбора статического давления; *7* — камера климатическая; *8* — воздухораспределитель; *9* — секундомер; *10* — анемометр; *11* — микроманометр; *12* — манометр пружинный; *13* — ротаметр типа РС; *14* — подвод горячей (холодной) воды; *15* — отвод горячей (холодной) воды; *16* — психрометр аспирационный; *17* — нагрузочный кондиционер; *18* — теплообменник; *19* — увлажнитель.

Другой метод, получивший сейчас широкое признание в практике кондиционирования, — *калориметрический.* Определение характеристик кондиционера этим методом основано на измерении количества тепла и влаги, вносимых в специальную калориметрическую камеру и уравновешивающих охлаждающее действие кондиционера при установившемся тепловом режиме. При калориметрическом методе точность испытаний повышается благодаря тому, что тепловая и влажностная нагрузки на испытуемый кондиционер осуществляются путем подвода электроэнергии,

которая измеряется приборами высокого класса точности (0,1—0,5). Расход воздуха через кондиционер вычисляют по холодопроизводительности и параметрам воздуха на входе и выходе.

Недостаток калориметрического метода — необходимость изготовления сложного и дорогостоящего стенда — калориметра. Для испытаний крупногабаритных центральных кондиционеров с большими расходами воздуха и высокими его скоростями на выходе из кондиционера такой стенд может представлять большое помещение, в котором трудно добиться равномерного распределения воздуха во всем объеме и осуществления психрометрического контроля установившегося режима.

Поэтому для центральных кондиционеров и другого громоздкого (а иногда, для простоты, и негромоздкого) оборудования кондиционирования при испытаниях применяют комбинированный метод, с помощью которого проводят измерения, с одной стороны, расхода и параметров воздуха, а с другой, — расхода и параметров охлаждающей и нагревающей среды: воды, пара, электричества.

Ниже рассмотрены схемы стендов для испытаний по комбинированному и калориметрическому методам.

На рис. 243 показана принципиальная схема стенда для испытаний доводочных воздухораспределителей комбинированным методом. Стенд размещен в специальной климатической камере, которая представляет собой помещение с размерами и оборудованием обычного судового небольшого салона. В климатическую камеру через специальную систему, называемую нагрузочной, подается воздух, обработанный в центральном нагрузочном кондиционере, который имитирует необходимую тепловлажностную нагрузку помещения. Для той же цели в климатической камере может быть установлен местный нагрузочный кондиционер. Таким образом, в климатической камере, по желанию испытателя, могут быть имитированы тепло- и влагопритоки или, наоборот, теплопотери. В эту камеру, к месту установки испытываемого оборудования, подводят все необходимые коммуникации, обеспечивающие стенд горячей и холодной водой, паром, электроэнергией и воздухом в необходимом количестве и нужных параметров. Для этой цели рядом с климатической камерой устанавливают холодильные машины, водоподогреватели и специальные кондиционеры, которые в совокупности представляют систему обеспечения климатических кабин.

Необходимые параметры приточного воздуха получаются с помощью парового увлажнителя *19* и водяного теплообменника *18*, в который может подводиться горячая или холодная вода.

На рис. 244 показана принципиальная схема стенда для испытаний центрального двухканального кондиционера. Кондиционер забирает воздух из климатической камеры. Расход воздуха на входе измеряется с помощью мерительного коллектора и микроманометра. Для установления необходимого расхода воздуха по каналам применяются: в канале *1* диафрагма с заслонкой и

микроманометром, в канале *II* — сопло с заслонкой и дифманометром.

Паровая магистраль оборудована сепаратором, пароперегревателем и пароохладителем. Расход пара на увлажнитель заме-

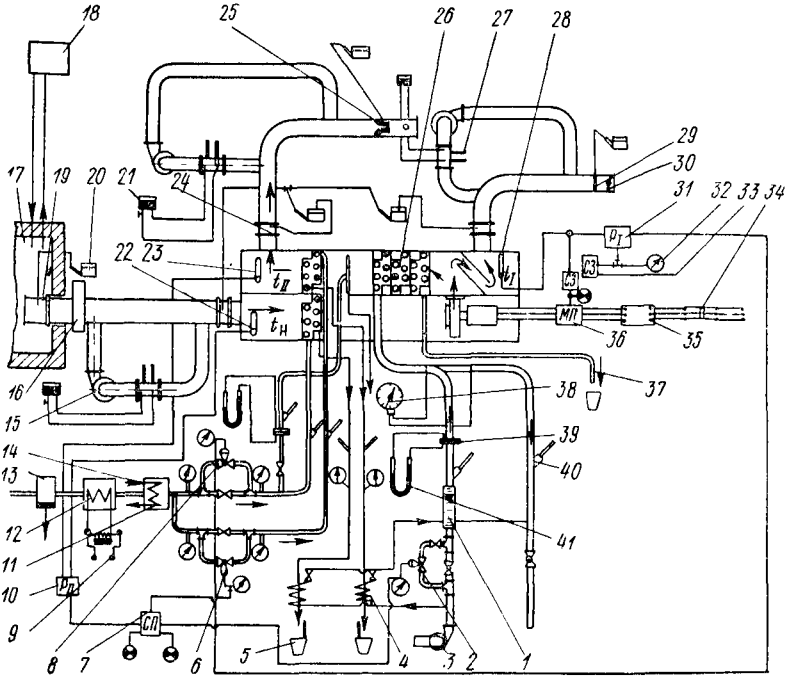


Рис. 244. Принципиальная схема стенда для испытаний центрального двухканального кондиционера.

1 — расходомер типа РС или РЭД; *2* — пневмоклапан рассола; *3* — электронасос рассольный; *4* — переохладитель конденсата; *5* — бак мерный; *6* — пневмоклапан подачи пара на $ВН_{II}$; *7* — система переключения режимов; *8* — пневмоклапан подачи пара на $ВН_{I}$; *9* — автотрансформатор; *10* — регулятор температуры воздуха канала *II*; *11* — переохладитель; *12* — пароперегреватель; *13* — сепаратор; *14* — подача воды; *15* — вентилятор байпасного канала для контроля параметров воздуха; *16* — доводочный кондиционер; *17* — камера климатическая; *18* — нагрузочный кондиционер; *19* — коллектор измерительный; *20* — микроманометр; *21* — бачок для дистиллированной воды; *22* — датчик температуры наружного воздуха; *23* — датчик температуры воздуха на выходе в канал *II*; *24* — камера отбора усредненного статического давления; *25* — сопло; *26* — кондиционер двухканальный; *27* — термометр ртутный (сухой и мокрый); *28* — датчик температуры воздуха на выходе в канал *I*; *29* — диафрагма; *30* — заслонка регулирующая; *31* — регулятор температуры воздуха канала *I*; *32* — манометр образцовый МО; *33* — блок задания; *34* — выключатель; *35* — комплект измерительный К-50; *36* — магнитный пускатель; *37* — отвод конденсата; *38* — манометр пружинный; *39* — диафрагма расходомерная; *40* — термометр ртутный; *41* — дифманометр.

ряется расходомерной шайбой и дифманометром. Расход пара на воздухонагреватели измеряется путем определения объема собранного конденсата мерными баками. Для того, чтобы пар полностью конденсировался в воздухонагревателях, его расход регулируют так, чтобы температура выходящего из нагревателя конденсата (по термометру) была на 3—5° С ниже температуры

насыщения, соответствующей давлению, измеренному по манометру в том месте, где установлен термометр. Для гарантии поступления в воздухонагреватели сухого насыщенного (не влажного) пара его температура на входе поддерживается на 3—5° С выше температуры насыщения, соответствующей давлению пара.

Для более правильного и точного замера температуры воздуха по сухому и мокрому термометрам применяются кольцевые байпасные каналы на воздуховодах с самостоятельными электровентиляторами, показанные на рис. 244. Такие каналы, или отборно-

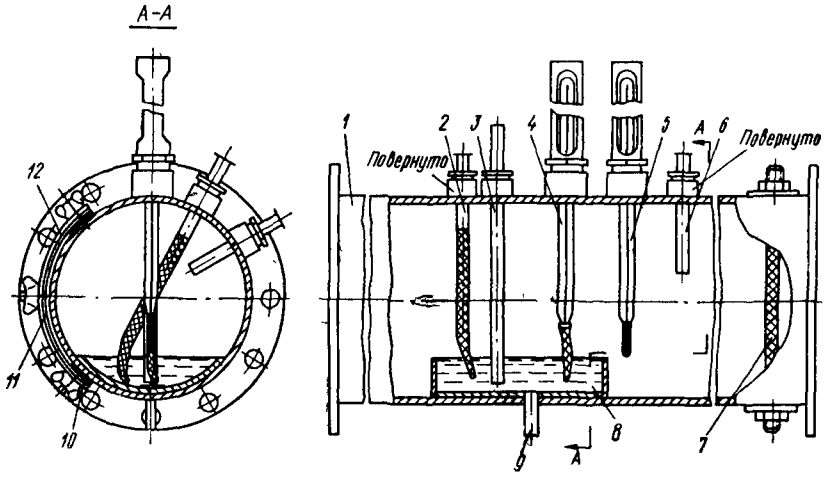


Рис. 245. Байпасное отборно-измерительное устройство для воздуховодов.

1 — патрубок; *2* — термометр сопротивления мокрый; *3* — трубка подвода воды из бачка; *4* — термометр мокрый; *5* — термометр сухой; *6* — термометр сопротивления сухой; *7* — фильтр; *8* — ванночка с водой; *9* — трубка отвода воды; *10* — прокладка; *11* — органическое стекло для наблюдения; *12* — рамка для стекла.

измерительные устройства, обеспечивают: забор воздуха по всему сечению основного воздуховода, что исключает искажение замеров температуры воздуха в результате его расслоения; постоянную скорость обдува мокрого термометра независимо от изменения расхода в основном воздуховоде; снижение вероятности попадания капельной влаги, которая может находиться в потоке воздуха, на сухой термометр, особенно за испытуемым оборудованием.

В байпасном отборно-измерительном устройстве (рис. 245) впереди по ходу воздуха всегда устанавливают сухой термометр, а за ним мокрый; иногда их дублируют термометрами сопротивления. Для очистки и равномерного распределения воздушного потока по сечению имеется фильтр, а для наблюдений за хорошим смачиванием мокрых термометров против ванночки установлено стекло. Подача и отвод воды обычно регулируются клапанами. Конструктивная схема отборника воздуха (для измерительного устройства) показана на рис. 246.

Используемые при стендовых испытаниях измерительные приборы и устройства показаны на рис. 243—245. Для измерения температуры применяются обыкновенные (лабораторные и др.) ртутные и спиртовые термометры с ценой деления от 0,01 до 0,5° С. Влажность воздуха измеряется психрометрами, а его скорость (вне оборудования) — обычно ручными крыльчатыми или чашечными анемометрами.

Для измерения расхода воздуха используются нормальные сопла, диафрагмы и мерительные коллекторы, а перепад давлений при этом измеряют с помощью микроманометров чашечных многопредельных типа ММН и дифференциальных манометров типа ДТ-50 и др.

Расход воды (рассола) измеряют с помощью диафрагм, мерных баков и ротаметров типа РС, РЭД (для регистрации показаний последнего используют электронный дифференциально-трансформаторный прибор типа ЭПИД). Для определения расхода пара применяют диафрагмы и мерные баки (по конденсату).

Для электрических измерений обычно используют переносные измерительные комплекты типа К-50 и др.

Устройство, описание и характеристики всех этих приборов приводятся в многочисленной литературе и поэтому здесь не рассматриваются.

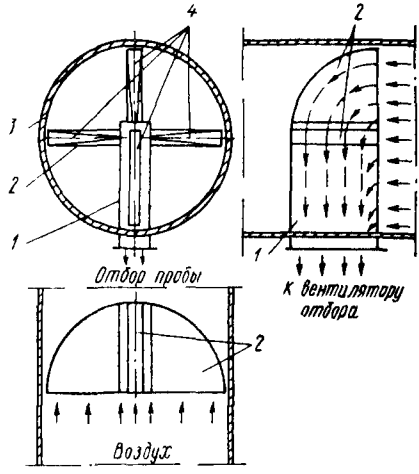


Рис. 246. Устройство отборника воздуха.

1 — основная стойка — труба отбора; *2* — сегменты-отборники; *3* — основной воздухопровод, откуда производится отбор пробы воздуха; *4* — приемные отверстия — щели забора воздуха в сегментах и основной стойке.

Впервые в нашей стране калориметрический метод испытания автономных кондиционеров был применен во ВНИХИ [13]. Эта первая камера состоит из двух отсеков, не имеет термостатирования с внешней стороны и предназначена для испытания кондиционеров с конденсаторами воздушного, испарительного и водяного охлаждения. В более современных стендах калориметрическая камера имеет термостатирование, что достигается дополнительным ограждением, с помощью которого вокруг камеры создается воздушная оболочка с автоматически поддерживаемой температурой, равной температуре воздуха в камере. Этим исключается теплопередача через стенки калориметрической камеры. Кроме того, судовые автономные кондиционеры имеют исключительно водяное охлаждение конденсатора холодильной машины. Поэтому рассмотрим устройство калориметрического стенда с термостатированием для испытаний местных и групповых автономных кондиционеров с такими конденсаторами (рис. 247).

Конструкция калориметрической камеры должна обеспечивать высокую воздухо- и влагонепроницаемость помещения в любом режиме (летнем, зимнем и т. д.) с изменением параметров воздуха в широком (заданном) диапазоне. Для этого в ней, кроме испытуемого кондиционера, установлен служебный кондиционер, состоящий из осевого вентилятора *3*, регулировочных заслонок *4*, ребристого воздухоохладителя *5*, поддона-влагосборника *6*, электронагревателей воздуха *7*, увлажнительного устройства *8* и сме-

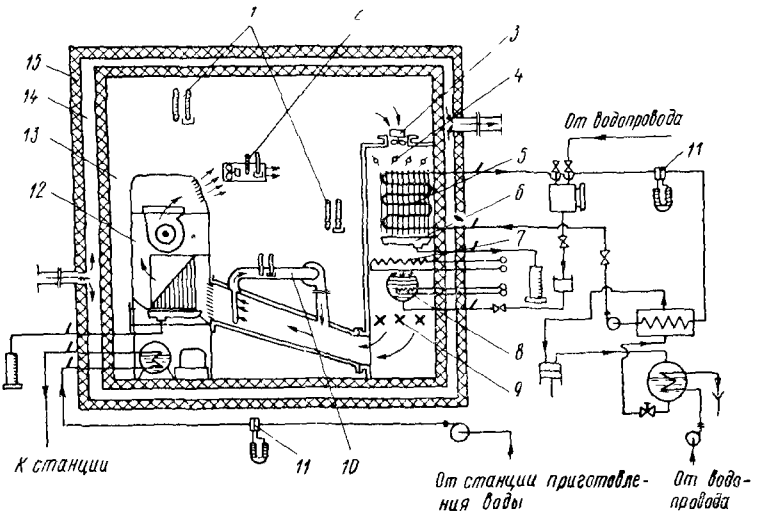


Рис. 247. Схема калориметрического стенда для испытаний автономных кондиционеров.

1 — психрометрическое устройство для дистанционного контроля параметров воздуха в камере; *2* — психрометрическое устройство для контроля параметров воздуха, обработанного в испытуемом кондиционере; *3* — электровентилятор; *4* — регулировочные заслонки; *5* — воздухоохладитель; *6* — поддон-влагосборник; *7* — электронагреватели воздуха; *8* — увлажнительное устройство; *9* — смесители воздуха; *10* — байпасное отборно-измерительное устройство; *11* — расходомер; *12* — испытуемый кондиционер; *13* — калориметрическая камера; *14* — воздушная оболочка; *15* — дополнительное ограждение.

сителей *9*. Кроме того, имеются психрометрические устройства для контроля параметров воздуха в камере до и после испытуемого кондиционера. Наблюдение и запись всех необходимых параметров в камере и оборудовании, характеризующих работу кондиционера, желательно производить с помощью дистанционных устройств.

Камера должна обслуживаться холодильной установкой достаточной холодопроизводительности (ее схема показана на рис. 247 справа).

Производительность вентилятора служебного кондиционера должна на 10—40% превышать расход воздуха в испытуемом кондиционере.

Степень охлаждения воздуха в служебном кондиционере можно регулировать как изменением расхода хладоносителя че-

рез воздухоохладитель, так и с помощью створчатых клапанов — заслонок *4*, перепускающих часть воздуха помимо воздухоохладителя.

Влага, выпавшая из воздуха, из влагосборника *6* отводится по трубе в мерный сосуд.

Увлажнительное устройство выполняется в виде горизонтальных сосудов из стальных трубок, в которых расположены электронагреватели — кипятильники, работающие на водопроводной воде. Пар из увлажнителя подается по трубкам в поток воздуха после электронагревателей с регулируемым напряжением (после увлажнителя может быть установлен еще один воздухонагреватель для обеспечения испарения капелек сконденсировавшегося пара). Затем воздух перемешивается в смесителях *9* и через выходные сетки служебного кондиционера поступает в участок воздухопровода, соединяющего испытуемый кондиционер со служебным. На входе в испытуемый кондиционер обеспечиваются параметры воздуха, как бы представляющего собой смесь наружного и рециркуляционного воздуха. Патрубок приема наружного воздуха на кондиционере заглушается. При испытаниях в камере группового автономного кондиционера необходимо к патрубку выхода из него воздуха пристраивать соответствующий воздухораспределитель (воздухораспределители), чтобы обеспечить нормальное воздухораспределение и циркуляцию воздуха в камере.

В пространство между внутренним и наружным ограждением камеры от специальной системы подводится воздух таких параметров, чтобы обеспечить равные температуры в камере и в воздушной прослойке. Этим обеспечивается термостатирование калориметрической камеры.

Испытания кондиционеров следует проводить при установившемся тепловом режиме в течение одного-двух часов с измерением через 15—20 мин параметров воздуха, тепло-хладоносителей, фреона в машине испытуемого кондиционера, потребляемой электроэнергии. До начала опыта установившийся режим должен быть выдержан не менее часа. Установившийся режим характеризуется постоянством всех температур в калориметре — камере (с колебаниями не более 0,5° С) и в контурах тепло-хладоносителей, а также равномерностью стекания конденсата из влагосборников служебного и испытуемого кондиционеров.

§ 84
Проведение испытаний и обработка их результатов

Испытания кондиционеров на стендах заводов-изготовителей проводят на номинальном и отличных от него режимах. В каждом случае количество режимов и характеризующих их данных (параметров) устанавливают программой испытаний.

Для определения теплотехнических характеристик кондицио-

нера в условиях его работы на судне сначала проводят испытания с отключенной автоматикой, чтобы можно было устанавливать любые необходимые режимы, а затем уже на испытанном кондиционере проверяют работу его системы и приборов автоматики.

В большинстве случаев отличные от номинального, так называемые переменные, режимы назначаются по изменению: расхода воздуха и его параметров на входе, температуры охлаждающей (греющей) воды на входе в кондиционер, а иногда и по изменению ее расхода. При изменении каждого из этих параметров испытания проводят на 4—6 режимах, чтобы можно было по их результатам построить соответствующие графические зависимости, причем отклонения от номинального режима должны быть приблизительно равными в обе стороны.

Подготовка к испытаниям включает следующие этапы: изучение технических условий и программы испытаний на испытуемое оборудование; предварительный расчет вспомогательных данных для установления заданных режимов работы; монтаж испытуемого оборудования на стенде; установка и подключение измерительных устройств и приборов; подключение электросистемы и других коммуникаций испытуемого оборудования к общей энерго-тепло- и хладосистеме испытательного стенда, установление заданных параметров воздуха, хладо-теплоносителя на входе в испытуемое оборудование; поддержание устойчивых режимных параметров в течение одного часа.

Монтаж испытуемого кондиционера на стенде производят согласно схеме, приведенной в программе испытаний, с соблюдением следующих правил: а) все соединения кондиционера с трубопроводами должны обеспечивать плотность; б) приборы следует устанавливать согласно инструкциям на каждый прибор; в) температуры воздуха, фреона, воды, рассола и пара нужно измерять в непосредственной близости от испытуемого кондиционера; г) участки трубопроводов (воздуха, воды, пара, фреона) от места измерения до испытуемого кондиционера должны быть тщательно заизолированы теплоизоляцией.

Измерения при проведении испытаний начинают с момента получения стабильных заданных параметров по воздуху, воде (фреону) или пару (воде) и их выдерживания в течение одного часа. На каждом установившемся режиме производят трехкратное измерение всех величин с интервалом в 10—15 мин. Показания всех установленных приборов записывают по возможности одновременно.

В процессе испытаний, например, центральных кондиционеров без автоматики измерению подлежат следующие величины (см. схему на рис. 244):

— разрежение воздуха в расходомерном коллекторе;

— избыточное статическое давление воздуха за кондиционером и перепад давлений воздуха в кондиционере (его аэродинамическое сопоставление);

— температура воздуха по сухому и мокрому термометрам на входе в кондиционер и выходе из него;

— температура охлаждающей (греющей) воды на входе в охладитель (нагреватель) и выходе из него;

— давление пара, поступающего на увлажнение и нагрев воздуха;

— перепад давлений на расходомерных диафрагмах в магистралях охлаждающей (греющей) воды и пара;

— температура пара, поступающего на увлажнение и нагрев;

— температура конденсата после парового воздухонагревателя;

— количество полученного конденсата за паровым воздухонагревателем за определенное время;

— количество выпавшего из воздуха конденсата за определенное время;

— барометрическое давление, температура и влажность окружающего воздуха;

— мощность, потребляемая электродвигателем вентилятора из сети, напряжение питающей сети.

Если в кондиционере установлен воздухоохладитель непосредственного испарения, то измерению дополнительно подлежат давление и температура фреона перед ТРК, после ТРК и после воздухоохладителя-испарителя.

Все данные измерений сводят в таблицу замеров, после чего производят обработку (осреднение по трем замерам) результатов измерений в каждом режиме и расчет результатов испытаний.

Массовый $G_в$ (кг/с) и объемный $V_н$ (м³/с), приведенный к нормальным условиям ($t=20°$ С, $\varphi=50\%$, $p=0{,}101$ МПа), расходы воздуха через кондиционер находят по формулам

$$G_в = 1{,}11\cdot 10^{-6}\alpha d^2\sqrt{\Delta H_{кол}\gamma_{вх}}; \qquad \text{(XVIII.6)}$$

$$V_н = \frac{G_в}{\gamma_н}, \qquad \text{(XVIII.7)}$$

где α — коэффициент расхода коллектора (определяется тарировкой, для коллектора с плавным входом при радиусе закругления $R\geqslant 0{,}2d$ можно принимать $\alpha=0{,}98$);

$\Delta H_{кол}$ — разрежение в расходомерном коллекторе, Па;

d — диаметр коллектора, мм;

$\gamma_{вх}$, $\gamma_н$ — плотность воздуха на входе в кондиционер и при нормальных условиях, кг/м³ ($\gamma_н=1{,}2$ кг/м³).

Холодопроизводительность (кВт) кондиционера при комбинированном методе испытаний определяется по выражению

$$Q_{0к} = 0{,}5\left(Q'_{0к} + Q''_{0к}\right), \qquad \text{(XVIII.8)}$$

где $Q'_{0к}$ — холодопроизводительность кондиционера, определенная по замерам расхода и параметров воздуха на входе в кондиционер и выходе из него, кВт;

$Q''_{0к}$ — холодопроизводительность кондиционера, определенная по балансу тепла, кВт.

Эти величины определяются по формулам

$$Q'_{0к} = G_в (I_{вх} - I_{вых}); \qquad \text{(XVIII.9)}$$

$$Q''_{0к} = G_w c_w (t_{w2} - t_{w1}) - N_{эв} \qquad \text{(XVIII.10)}$$

для рассольного (водяного) воздухоохладителя и

$$Q''_{0к} = G^к_w c^к_w \left(t^к_{w2} - t^к_{w1}\right) - Nk - N_{эв} \qquad \text{(XVIII.11)}$$

для фреонового воздухоохладителя-испарителя.

В этих формулах

$I_{вх}$ и $I_{вых}$ — энтальпии воздуха на входе в кондиционер и выходе из него, определяемые из диаграммы $d\,I$ по средним показаниям сухого и мокрого термометров, кДж/кг;

t_{w_1} и t_{w_2} — температуры воды (рассола) на входе в воздухоохладитель кондиционера и выходе из него, °С;

$t^к_{w_1}$ и $t^к_{w_2}$ — температуры воды на входе в конденсатор холодильной машины и выхода из него, °С;

G_w и $G^к_w$ — расходы воды (рассола) через воздухоохладитель и воды через конденсатор, кг/с;

c_w и $c^к_w$ — соответственно теплоемкости воды (рассола), прокачиваемой через воздухоохладитель, и воды, проходящей через конденсатор, определенные по средним арифметическим значениям температур между температурами на входе и выходе, кДж/(кг·К);

$N_{эв}$ и N — мощности, потребляемые электровентилятором и холодильным компрессором, кВт;

k — коэффициент, учитывающий потери тепла компрессором.

Для герметичных и бессальниковых компрессоров в формулу (XVIII.11) в качестве N подставляют электрическую мощность $N_э$, а для открытых — эффективную N_e.

По коэффициенту k, учитывающему потери тепла в окружающую среду, сведения приведены в гл. XV (§ 70). Если компрессор обдувается потоком обрабатываемого в кондиционере воздуха, то $k=1$. Для местных автономных кондиционеров тепловой поток $N_э$ $(1-k)$ так или иначе попадает в испаритель (непосредственно или через помещение), поэтому в расчете $Q''_{0к}$ принимают $k=1$. Если же это тепло рассеивается в окружающую среду, не попадает в испаритель, например, в групповых автономных кондиционерах, устанавливаемых вне обслуживаемых помещений, или отводится с охлаждающей компрессор водой, то $k<1$. Для герметичных компрессоров ряда судовых автономных кондиционеров значение k в зависимости от Q_0 находится по уравнению (XV.2) (см. § 70), в среднем $k=0{,}78\div0{,}88$. Для открытых (сальниковых) компрессоров, обслуживающих центральные кондиционеры, $k\approx0{,}85\div0{,}93$.

Величина $Q_{0к}''$ более точная, чем $Q_{0к}'$, так как измерить параметры и расход воды (рассола) можно с меньшей погрешностью, чем измерить расход и особенно параметры воздуха. Однако ее точность для кондиционеров с воздухоохладителями непосредственного испарения зависит также от точности определения (принятия) коэффициента k.

Расхождение $\frac{Q_{0к}'' - Q_{0к}'}{Q_{0к}''} 100\%$ не должно превышать 10%.

Тепловая нагрузка на воздухоохладитель

$$Q_0 = Q_{0к} + N_{эв}. \qquad \text{(XVIII.12)}$$

Для рассольного воздухоохладителя ее лучше определять по формуле

$$Q_0 = G_w c_w (t_{w2} - t_{w1}), \qquad \text{(XVIII.13)}$$

а для фреонового

$$Q_0 = G_w^к c_w^к (t_{w2}^к - t_{w1}^к) - Nk. \qquad \text{(XVIII.14)}$$

Массовый расход (кг/с) фреона через воздухоохладитель-испаритель

$$G_0 = \frac{Q_0}{i_{вых} - i_{вх}}, \qquad \text{(XVIII.15)}$$

где $i_{вых}$ и $i_{вх}$ — энтальпии фреона соответственно после воздухоохладителя-испарителя и перед ТРК, определяемые из таблиц или диаграмм по замеренным в этих местах температурам и давлениям фреона, кДж/кг.

Степень перегрева (°С) паров фреона

$$\Delta t_{пер} = t_{вс} - t_0'', \qquad \text{(XVIII.16)}$$

где $t_{вс}$ — температура паров фреона, замеренная после воздухоохладителя-испарителя, °С;

t_0'' — температура насыщения фреона, соответствующая его давлению за испарителем, °С (находят из таблиц).

Полная теплопроизводительность кондиционера (в зимнем режиме) $Q_к$ определяется по формуле (XVIII.9), в которую подставляют соответствующие этому режиму расход $G_в$ и разность $(I_{вых} - I_{вх})$. Теплопроизводительность (кВт) по явному теплу

$$Q_{к.я}' = G_в c_{вл} (t_{вых} - t_{вх}), \qquad \text{(XVIII.17)}$$

где $t_{вх}$ и $t_{вых}$ — температуры воздуха на входе в кондиционер и выходе из него (при неработающем увлажнителе), °С;

$c_{вл}$ — теплоемкость влажного воздуха, для условий работы кондиционера в зимнем режиме можно принимать $c_{вл} \approx 1{,}025$ кДж/(кг·К).

Тепловая нагрузка воздухонагревателя (по воздуху)

$$Q'_{вн} = Q'_{к.\,я} - N_{эв}. \qquad \text{(XVIII.18)}$$

Расход (кг/с) холодной (горячей) воды или рассола на охладитель (нагреватель)

$$G_w = 3{,}51 \cdot 10^{-5} \mu d_w^2 \sqrt{\gamma_w \Delta H_w}, \qquad \text{(XVIII.19)}$$

где d_w — диаметр диафрагмы, мм;

ΔH_w — перепад давлений по ртутному дифманометру, кПа;

μ — коэффициент расхода диафрагмы, определяемый при ее тарировке;

γ_w — плотность воды (рассола), кг/м^3.

Тепловая нагрузка водяного воздухонагревателя (по воде) $Q''_{вн}$ определяется по формуле (XVIII.13), как и для водяного (рассольного) воздухоохладителя.

Расход пара (кг/с) на нагрев воздуха

$$G_п = \frac{g_п}{\tau_п} 10^{-3}, \qquad \text{(XVIII.20)}$$

где $g_п$ — количество конденсата, собранное после воздухонагревателя, г;

$\tau_п$ — время, за которое конденсат собран, с.

Аналогично определяется количество влаги, выпавшей из воздуха в кондиционере в летнем режиме его работы.

Тепловая нагрузка (кВт) на паровой воздухонагреватель

$$Q''_{вн} = G_п (i_{вх} - i_{вых}), \qquad \text{(XVIII.21)}$$

где $i_{вх}$ и $i_{вых}$ — энтальпии пара на входе в $ВН$ и конденсата на выходе из него, кДж/кг.

Количество пара (кг/ч), усвоение воздухом при его увлажнении,

$$G_{п.\,у} = 3{,}6 G_в (d_2 - d_1), \qquad \text{(XVIII.22)}$$

где d_1 и d_2 — влагосодержания воздуха на входе в кондиционер и выходе из него, определенные из таблиц или диаграммы dI по средним показаниям сухого и мокрого термометров, г/кг.

Величину $G_{п\,у}$ сопоставляют с замеренным с помощью диафрагмы расходом пара на увлажнитель.

Перепад полных давлений (Па) в кондиционере (полный напор воздуха, развиваемый кондиционером)

$$H_к = \Delta H_{ст} + 0{,}5 G_в^2 \left(\frac{1}{\gamma_{вых} F^2_{вых}} - \frac{1}{\gamma_{вх} F^2_{вх}} \right), \qquad \text{(XVIII.23)}$$

где $\Delta H_{ст}$ — перепад статических давлений воздуха перед и за кондиционером $\Delta H_{ст} = H_{ст\,вых} - H_{ст\,вх}$ Па;

$\gamma_{вх}$ и $\gamma_{вых}$ — плотность воздуха соответственно на входе в кондиционер и выходе из него, кг/м^3;

$F_{вх}$ и $F_{вых}$ — площади поперечных сечений соответственно входного и выходного патрубков кондиционера, м².

Полный избыточный напор (Па) воздуха за кондиционером

$$H_{к.\,вых} = H_{ст.\,вых} + \frac{0{,}5G_в^2}{\gamma_{вых}F_{вых}^2}. \qquad \text{(XVIII.24)}$$

При отсутствии сопротивления на всасывании кондиционера $H_{к\,вых} = H_к$.

Мощность (кВт), потребляемая электродвигателем вентилятора или компрессора из сети,

$$N_{эв} = \frac{n_N' + n_N'' + n_N'''}{1000} k_N, \qquad \text{(XVIII.25)}$$

где n_N', n_N'', n_N''' — показания ваттметра по фазам;

k_N — цена деления ваттметра комплекта К-50 (или другого), Вт/делен.

Холодопроизводительность автономного кондиционера, испытываемого калориметрическим методом (см. рис. 247), определяется по балансу тепла в камере (холодопроизводительность $Q_{0к}^{нт}$) и по балансу тепла в конденсаторе испытуемого кондиционера (холодопроизводительность брутто $Q_{0к}^{бр}$). При этом отношение $\frac{Q_{0к}^{бр} - Q_{0к}^{нт}}{Q_{0к}^{бр}} 100\%$ определяет относительную величину потерь холода в кондиционере.

Холодопроизводительность кондиционера нетто $Q_{0к}^{нт}$ — это то количество полезного тепла, которое может отвести кондиционер из данного помещения при подаче в него определенного количества наружного воздуха, т. е. с учетом отвода тепла не только от воздуха помещения, но и от подаваемого в помещение наружного воздуха.

Холодопроизводительность кондиционера брутто $Q_{0к}^{бр}$ больше холодопроизводительности $Q_{0к}^{нт}$ на величину теплового эквивалента потребляемой мощности электровентилятора $N_{эв}$, а для местных автономных кондиционеров и тепловыделений компрессора $N_э(1-k)$. Она по существу является тепловой нагрузкой воздухоохладителя (для простоты не будем учитывать тепловыделений приборов автоматики, ими вполне можно пренебречь).

Таким образом, для местного автономного кондиционера

$$Q_0 = Q_{0к}^{бр} = Q_{0к}^{нт} + N_{эв} + N_э(1-k), \qquad \text{(XVIII.26)}$$

а для группового

$$Q_0 = Q_{0к}^{бр} = Q_{0к}^{нт} + N_{эв}. \qquad \text{(XVIII.26а)}$$

Количества подведенного $Q_{подв}$ и отведенного $Q_{отв}$ тепла, входящие в тепловой баланс камеры, не должны отличаться между собой более чем на 6%. В качестве расчетной величины

принимают среднее арифметическое из них. Холодопроизводительность кондиционера нетто (кВт) найдется по балансу тепла в калориметрической камере

$$Q_{0к}^{нт} = 0{,}5Q_{подв} + 0{,}5Q_{отв} = 0{,}5\left[\Sigma N_{служ} + N_{э.\,конд}\right] + \\ + 0{,}5\left[G_w^к c_w^к \left(t_{w2}^к - t_{w1}^к\right) + G_{вл} c_w \left(t_{вл} - t_w\right)\right], \quad \text{(XVIII.27)}$$

где $\Sigma N_{служ}$ — суммарная электрическая мощность, расходуемая на электронагреватели воздуха, увлажнитель, вентиляторы служебного кондиционера и психрометрических устройств, кВт;

$N_{э\,конд}$ — электрическая мощность, потребляемая испытуемым кондиционером (электродвигателями компрессора и вентилятора), кВт;

$G_w^к$ — расход воды через конденсатор испытуемого кондиционера, кг/с;

$t_{w1}^к$ и $t_{w2}^к$ — температура воды на входе в конденсатор и выходе из него, °С;

c_w, $c_w^к$ — теплоемкость воды, кДж/(кг·К);

$G_{вл}$ — количество влаги, выпавшей в воздухоохладителе испытуемого кондиционера, равное количеству воды подаваемой в увлажнитель, кг/с;

$t_{вл}$ — температура влаги (конденсата) на выходе из кондиционера, °С;

t_w — температура воды на входе в увлажнитель, °С.

Количество выпавшей влаги $G_{вл}$ измеряется мензуркой с ценой деления 5 г, а температуры $t_{вл}$ и t_w — ртутными термометрами с ценой деления 0,1° С. Расход влаги (конденсата) контролируют по количеству воды, испарившейся в увлажнителе. Расхождение в величинах при этом не должно превышать 5%.

Расход воды через конденсатор испытуемого кондиционера определяют с помощью расходомерной диафрагмы, а ее температуру — ртутными термометрами с ценой деления 0,1° С. Температуру воды, подаваемой в конденсатор, следует поддерживать близкой к расчетной в данном режиме работы кондиционера. Поэтому воду приготовляют на специальной станции. Для обеспечения необходимой точности опытов подогрев воды в конденсаторе должен быть не менее 5° С.

Давления конденсации, кипения, парообразного и жидкого фреона измеряют образцовыми пружинными манометрами, температуру фреона в узловых точках цикла холодильной машины кондиционера — термопарами, температуру воздуха в прослойке между ограждениями камеры — электронным автоматическим самопишущим мостом (с точностью до 0,5° С).

Поскольку групповой автономный кондиционер в калориметрической камере по рассмотренной методике испытывают как местный кондиционер, а эксплуатируется он как групповой, то при установке вне кондиционируемого помещения его эксплуатационная холодопроизводительность нетто будет выше $Q_{0к}^{нт}$, определен-

ной по формуле (XVIII.27), на величину теплопотерь компрессора $N_э(1-k)$.

Холодопроизводительность брутто может быть найдена по балансу тепла в конденсаторе, а точнее, по равенству расхода (кг/с) фреона через конденсатор и испаритель

$$G_0 = \frac{Q_к}{\Delta i_к} = \frac{Q_0}{\Delta i_и}. \qquad \text{(XVIII.28)}$$

Тогда

$$Q_{0к}^{бр} = Q_0 = G_w^к c_w^к \left(t_{w2}^к - t_{w1}^к\right) \frac{\Delta i_и}{\Delta i_к}, \qquad \text{(XVIII.29)}$$

где $\Delta i_и$ — приращение энтальпии холодильного агента (фреона) в испарителе, кДж/кг;

$\Delta i_к$ — уменьшение энтальпии фреона в конденсаторе, кДж/кг.

Величину $Q_{0к}^{бр}$ (кВт) можно определять и по формуле

$$Q_{0к}^{бр} = G_w^к c_w^к \left(t_{w2}^к - t_{w2}^к\right) - N_э k, \qquad \text{(XVIII.30)}$$

если коэффициент k потерь тепла компрессором найден с достаточной достоверностью.

Производительность кондиционера (кг/с) по воздуху при этом методе испытаний находят по формуле

$$G_в = \frac{Q_{0к}^{нт}}{I_{вх} - I_{вых}}. \qquad \text{(XVIII.31)}$$

При испытаниях автономного кондиционера в камере в зимнем режиме его теплопроизводительность (кВт)

$$Q_к = 0{,}5\,[N_{э.\,конд} + G_{вл} c_w (t_w - t_{вл})] + 0{,}5[Q_{0\,служ} - \Sigma N_{служ}], \qquad \text{(XVIII.32)}$$

где $N_{э\,конд}$ — суммарная электрическая мощность, расходуемая на испытуемый кондиционер (электровентилятор, электронагреватели воздуха и воды для увлажнения), кВт;

$\Sigma N_{служ}$ — суммарная электрическая мощность, потребляемая вентиляторами служебного кондиционера и психрометрических устройств, кВт;

$Q_{0\,служ}$ — теплоотвод в воздухоохладителе служебного кондиционера, который определяется через расход воды (рассола), ее теплоемкость и перепад температур на входе и выходе из воздухоохладителя, кВт;

$G_{вл}$ — количество влаги, собранной в служебном кондиционере (сверяют с расходом воды на увлажнитель испытуемого кондиционера), кг/с;

t_w и $t_{вл}$ — температура соответственно воды, идущей на увлажнитель, и собранного конденсата, °С.

Если испытуемый кондиционер имеет паровой увлажнитель, то

$$Q_к = 0{,}5\,[N_{э.\,конд} + G_{вл}\,(i_п - c_w t_{вл})] + \\ + 0{,}5\,[Q_{0\,служ} - \Sigma\, N_{служ}], \qquad \text{(XVIII.33)}$$

где $i_п$ — энтальпия пара, подаваемого на увлажнитель (пар в этом случае должен обязательно перегреваться, чтобы его температура была на несколько градусов выше температуры насыщения при данном давлении пара), кДж/кг.

Воздухопроизводительность кондиционера (кг/с)

$$G_в = \frac{Q_к}{I_{вых} - I_{вх}}. \qquad \text{(XVIII.34)}$$

Теплопроизводительность кондиционера по явному теплу определяется по уравнению (XVIII.17) через расход, теплоемкость и разность температур воздуха.

При работе автономного кондиционера в режиме теплового насоса с водой как источником тепла его теплопроизводительность (кВт) при водяном и паровом увлажнителях соответственно определяется по формулам

$$Q_{к.\,т.\,н} = 0{,}5\,[G_w c_w\,(t_{w1} - t_{w2}) + N_{э.\,конд} + \\ + G_{вл} c_w\,(t_w - t_{вл})] + 0{,}5\,[Q_{0\,служ} - \Sigma\, N_{служ}]; \qquad \text{(XVIII.35)}$$

$$Q_{к.\,т.\,н} = 0{,}5\,[G_w c_w\,(t_{w1} - t_{w2}) + N_{э.\,конд} + G_{вл}\,(i_п - c_w t_{вл})] + \\ + 0{,}5\,[Q_{0\,служ} - \Sigma\, N_{служ}], \qquad \text{(XVIII.36)}$$

где G_w — расход воды через конденсатор испытуемого кондиционера, являющийся в этом режиме испарителем, кг/с;

t_{w1} и t_{w2} — температуры воды на входе в конденсатор и выходе из него, °С;

$N_{э.конд}$ — электрическая мощность, потребляемая кондиционером (электровентилятором, компрессором и нагревателем воды в увлажнителе, если он имеется), кВт.

Если кондиционер не имеет увлажнителя, из уравнений (XVIII.35) и (XVIII.36) выпадает член с $G_{вл}$.

Все обработанные результаты испытаний вносят в сводную таблицу. По ним в случае необходимости строят графические зависимости для испытанного оборудования.

Стендовые теплотехнические, аэродинамические и акустические испытания судового оборудования кондиционирования воздуха следует проводить в соответствии с отраслевым стандартом ОН9—878—69, а швартовные и ходовые испытания систем кондиционирования воздуха — в соответствии с РС-718-67.

Основные использованные в книге единицы физических величин международной системы (СИ) и допускаемые к применению наравне с единицами СИ

Величина	Единица	Обозначение
Длина	метр	м
	миллиметр	мм
Масса	килограмм	кг
Время	секунда	с
	час	ч
Температура, разность температур	кельвин	К
	градус Цельсия	°С
Плоский угол	градус	°
Площадь	квадратный метр	$м^2$
	квадратный миллиметр	$мм^2$
Объем	кубический метр	$м^3$
Скорость (линейная)	метр в секунду	м/с
Массовая скорость	килограмм на квадратный метр-секунда	$кг/(м^2 \cdot с)$
Частота	герц	Гц
» вращения	секунда в минус первой степени	$с^{-1}$
	оборот в минуту	об/мин
Плотность, объемная и насыпная масса	килограмм на кубический метр	$кг/м^3$
Удельный объем	кубический метр на килограмм	$м^3/кг$
Количество движения (импульс)	килограмм-метр в секунду	кг·м/с
Сила	ньютон	Н
Давление, перепад давлений (гидравлическое сопротивление), напряжение (механическое), звуковое давление	паскаль	Па ($Н/м^2$)
	килопаскаль	кПа
	мегапаскаль	МПа
Поверхностное натяжение	ньютон на метр	Н/м
Работа, энергия (в том числе звуковая), количество теплоты, энтальпия и т. п.	джоуль	Дж
	килоджоуль	кДж
	киловатт-час	кВт·ч

Величина	Единица	Обозначение
Мощность, тепло- и холодопроизводительность, тепловая нагрузка (поток), количество тепла, передаваемого в единицу времени (секунду), поток звуковой энергии, звуковая мощность	ватт киловатт	Вт кВт
Удельная газовая постоянная	джоуль (килоджоуль) на килограмм-кельвин	Дж/(кг·К) кДж/(кг·К)
Удельные энтальпия, количество теплоты, теплота фазового превращения	килоджоуль на килограмм	кДж/кг
Удельная теплоемкость	килоджоуль на килограмм-кельвин	кДж/(кг·К)
Удельная тепловая нагрузка (поверхностная плотность теплового потока), интенсивность (сила) звука	ватт на квадратный метр	$Вт/м^2$
Коэффициент теплообмена (теплоотдачи, теплопередачи)	ватт на квадратный метр-кельвин	$Вт/(м^2 \cdot К)$
Теплопроводность	ватт на метр-кельвин	Вт/(м·К)
Температуропроводность	квадратный метр на секунду	$м^2/с$
Температурный коэффициент	кельвин в минус первой степени	$К^{-1}$
Динамическая вязкость	паскаль-секунда	Па·с
Кинематическая вязкость	квадратный метр на секунду	$м^2/с$
Массовый расход	килограмм в секунду	кг/с
Объемный »	кубический метр в секунду	$м^3/с$
Уровень звукового давления, сила звука	децибел	дБ
Уровень громкости	фон	фон

Сравнительная оценка основных характеристик судовых систем кондиционирования воздуха различных типов

Характеристика систем	Одноканальная низкоскоростная ($w_в$ = 15 м/с) система (рассольное охлаждение, неэжекционные воздухораспределители)				Одноканальная высокоскоростная ($w_в$ = 25 м/с) система			Двухканальная высокоскоростная ($w_в$ = 25 м/с) система. Непосредственное испарение. Рециркуляция 30%; $k_э$ = 0,4; $\Delta t_р$ = 11,5° С	
	Рециркуляция, %; $\Delta t_р$, °С				Непосредственное испарение. Рециркуляция 30%		Рассольное охлаждение. Водяные доводчики; $k_э$=2,0; $\Delta t_р \approx$ ≈ 7,5° С		
	30; 5	50; 5	30; 8	50; 8	Без доводчиков; $k_э$ = 0,4; $\Delta t_р \approx$ ≈ 11,5° С	Электрические доводчики; $k_э$ = 0,4; $\Delta t_р \approx$ ≈ 11,5° С		Один ВО	Два ВО
Объемный расход воздуха: наружного, м³/с	5,45	3,89	3,40	2,43	2,28	2,28	1,42	2,28	2,28
%	383	274	239	171	161	161	100	161	161
суммарный (приточного), м³/с	7,78	7,78	4,86	4,86	3,27	3,27	4,97 (1,42)	3,27	3,27
%	238	238	149	149	100	100	152 (44)	100	100
Нагрузка на воздухоохладители кондиционеров, кВт	380	304	256	208	214	214	149	214	214
%	255	205	172	140	144	144	100	144	144
Установленная холодопроизводительность машин [с учетом запаса и существующего оборудования, кВт	442	349	302	232	232	232	186	232	232
%	238	187	162	125	125	125	100	125	125

Продолжение приложения 11

Характеристика систем	Одноканальная низкоскоростная ($\omega_в$ = 15 м с) система (рассольное охлаждение, неэжекционные воздухораспределители)				Одноканальная высокоскоростная ($\omega_в$ = 25 м/с) система			Двухканальная высокоскоростная ($\omega_в$ = 25 м с) система. Непосредственное испарение. Рециркуляция 30%; $k_э$ = 0,4, $\Delta t_р$ = 11,5° С	
	Рециркуляция, %; $\Delta t_р$, °С				Непосредственное испарение. Рециркуляция 30%		Рассольное охлаждение. Водяные доводчики; $k_э$=2,0; $\Delta t_р \approx$ ≈7,5° С		
	30; 5	50, 5	30, 8	50; 8	Без доводчиков; $k_э$ = 0,4; $\Delta t_р \approx$ ≈ 11,5° С	Электрические доводчики; $k_э$ = 0,4; $\Delta t_р \approx$ ≈ 11,5° С		Один ВО	Два ВО
Нагрузка на воздухонагреватели кондиционеров (с учетом увлажнения), кВт	493	316	493	316	360	321	321	360	360
%	156	100	156	100	114	101,5	101,5	114	114
Расход пара на кондиционеры (с учетом увлажнения), кг/с	0,222	0,142	0,222	0,142	0,163	0,144	0,144	0,163	0,163
%	156	100	156	100	114	101,5	101,5	114	114
Потребляемая установкой электрическая мощность:									
летом, кВт	172	141	128	105	99,8	99,8	78	99,8	99,8
%	220	181	164	135	128	128	100	128	128
зимой, кВт	35,5	35,5	35,5	35,5	32	110	28	32	32
%	127	127	127	127	114	393	100	114	114
Масса системы и оборудования, т	24,7	20,6	19,0	15,1	10,85	11,05	10,95	12,75	13,9
%	228	190	175	139	100	102	101	117,5	128
Стоимость системы и оборудования, %	128	108	112	100	113	126	150	128	134

Характеристика систем	Одноканальная низкоскоростная ($w_в$ = 15 м/с) система (рассольное охлаждение, неэжекционные воздухораспределители)				Одноканальная высокоскоростная ($w_в$ = 25 м/с) система			Двухканальная высокоскоростная ($w_в$ = 25 м/с) система. Непосредственное испарение. Рециркуляция 30%; $k_э$ = 0,4; $\Delta t_р$ = 11,5° С	
	Рециркуляция, %; $\Delta t_р$, °С				Непосредственное испарение. Рециркуляция 30%		Рассольное охлаждение. Водяные доводчики; $k_э$=2,0; $\Delta t_р \approx$ ≈7,5° С		
	30; 5	50; 5	30; 8	50; 8	Без доводчиков; $k_э$ = 0,4; $\Delta t_р \approx$ ≈ 11,5° С	Электрические доводчики; $k_э$ = 0,4; $\Delta t_р \approx$ ≈ 11,5° С		Одни ВО	Два ВО
Стоимость системы и оборудования по отношению к стоимости судна, %	1,776	1,5	1,57	1,4	1,59	1,78	2,1	1,8	1,87
Кратность вентиляции обслуживаемых помещений, обм/ч	14,14	14,14	8,85	8,85	5,94	5,94	2,59	5,94	5,94
Расход приточного воздуха на 1 чел., м³/с	0,159	0,159	0,099	0,099	0,067	0,067	0,029	0,067	0,067
Потребляемая холодопроизводительность:									
на 1 м³ помещений, кВт	0,192	0,154	0,129	0,105	0,108	0,108	0,075	0,108	0,108
» 1 чел., кВт	7,77	6,21	5,21	4,18	4,37	4,37	2,92	4,37	4,37
Потребляемая летом электрическая мощность:									
на 1 м³ помещений, кВт	0,087	0,071	0,065	0,055	0,050	0,050	0,039	0,050	0,050
» 1 чел., кВт	3,51	2,98	2,61	2,14	2,03	2,03	1,6	2,03	2,03
Масса системы и оборудования, приходящаяся:									
на 1 м³ помещеиий, кг	12,40	10,40	9,60	7,60	5,50	5,60	5,53	6,44	6,76
» 1 чел., кг	505	420	387	307	222	226	224	261	284

Характеристики кондиционера «Нептун-125» на спецификационных режимах работы

Характеристика	Значение
Воздухопроизводительность, $м^3/с$ ($м^3/ч$):	
общая	0,695 (2500)
по рециркуляционному воздуху	0,626 (2250)
» наружному воздуху	0,069 (250)
Избыточное давление воздуха, Па	300
Холодопроизводительность, кВт (ккал/ч)	14,5
Теплопроизводительность, кВт (ккал/ч):	
в режиме нагрева по циклу теплового насоса	11,6
» » » электронагревателем	8,0
Перепад температур между обработанным воздухом и воздухом в помещении, °С:	
в режиме охлаждения	8,5
» » нагрева по циклу теплового насоса	10,2
» » » электронагревателем	16,3
Расход забортной воды, кг/с (кг/ч)	1,11 (4000)
Гидравлическое сопротивление системы забортной воды кондиционера (рабочее давление воды не более 0,6 МПа), кПа	Не более 50
Температура поверхности электронагревательных элементов воздухонагревателя, °С	150—170
Мощность, кВт, потребляемая кондиционером в режимах:	
вентиляции	1,65
охлаждения	6,65
нагрева по циклу теплового насоса	5,65
» электрическим воздухонагревателем	9,75
Максимальная мощность, потребляемая кондиционером (совместная работа холодильной машины и электрического воздухонагревателя), кВт	14,75
Заправка холодильной машины, кг:	
фреоном-22 (ГОСТ 8502—57)	8
маслом ХФ-12 (ГОСТ 5546—66)	2,3

Характеристики U-образных трубчатых электронагревателей ($d_н = 12{,}5$ мм)

Номер элемента	Рабочее напряжение, В	Мощность ±8%, Вт	Удельная мощность 10^{-4} $\sigma_т$, Вт/м²	Рабочая среда	Температура поверхности при $t_{окр} = 25°$ С	Габаритный размер A, мм	Активная длина элемента, мм	Масса, кг
				Гладкотрубные элементы (рис. 72, *а*)				
1	220	985	2,44	Воздух	315	572	1030	0,812
2	220	860	3,0	$w=3\div5$ м/с	385	422	730	0,61
3	220	980	3,0		386	472	830	0,68
4	110	230	1,12		150—170	322	530	0,484
5	220	360	1,23		150—170	472	830	0,68
6	220	445	1,225		150—170	572	1030	0,81
7	110	240	2,1	Воздух	520	222	330	0,35
8	220	530	2,08	$w=0$ м/с	516	422	730	0,61
9	220	680	2,06	$t_{окр}=25°$ С	513	522	930	0,75
10	220	750	2,07		515	572	1030	0,81
11	110	150	0,455		150—170	522	930	0,75
12	110	217	1,23	Воздух $w=3\div5$ м/с	150—170	372	630	0,54
				Оребренные элементы (рис. 72, *б*)				
1	110	425	0,236	Воздух	100—125	300	540	0,81
2	220	580	0,236	$w=3\div5$ м/с	100—125	400	740	1,0
3	220	660	0,236		100—125	450	840	1,1
4	220	740	0,236		100—125	400	940	1,3
5	220	820	0,236		100—125	550	1040	1,4
6	110	1220	0,5		300	400	740	1,06
7	220	1550	0,5		300	500	940	1,3
8	55	120	0,083	Воздух	150—170	250	440	0,68
9	110	175	0,083	$w=0$ м/с	150—170	350	640	0,94
10	110	260	0,083		150—170	500	940	1,3
11	55	335	0,23		300	250	440	0,68
12	110	645	0,23		300	450	840	1,17
13	110	795	0,23	$t_{окр}=25°$ С	300	550	1040	1,43
14	220	270	0,236	Воздух $w=3\div5$ м/с	100—125	200	340	0,48

ПРИЛОЖЕНИЕ V

Характеристики прямолинейных трубчатых электронагревательных элементов ($d_н$ = 12,5 мм)

Номер элемента	Рабочее напряжение, В	Мощность ±8%, Вт	Удельная мощность $\sigma_т \cdot 10^{-4}$, Вт м²	Рабочая среда	Температура поверхности при $t_{окр}$ =25° С	Габарит, мм		Активная длина элемента, мм	Масса, кг
						А	Б		
				Гладкотрубные элементы (рис. 72, *в*)					
1	55	140	1,09	Воздух	150—170	445	400	325	0,3
2	55	160	1,09	w=3÷5 м/с	150—170	495	450	375	0,33
3	73,3	205	1,1		150—170	595	550	475	0,4
4	55	200	1,85	Воздух	500	395	350	275	0,27
5	110	345	1,85	w=0 м/с	500	595	550	475	0,4
6	44	65	0,441	$t_{окр}$=25° С	150—170	495	450	375	0,33
				Оребренные элементы (рис. 72, *г*)					
1	55	75	0,083	Воздух	150—170	395	350	275	0,42
2	44	130	0,083	w=3÷5 м/с	150—170	595	550	475	0,69
3	110	325	0,23		300	545	500	425	0,62
4	73,4	215	0,236	Воздух	150—170	395	350	275	0,42
5	110	335	0,236	w=0 м/с	150—170	545	500	425	0,62
6	55	54	0,5	$t_{окр}$=25° С	300	445	400	325	0,49
7	110	785	0,5		300	595	500	475	0,69

ПРИЛОЖЕНИЕ VI

Характеристики воздушных фильтров

Сетчатые масляные фильтры

Производительность по воздуху, м³/с	Количество секций на фильтр, шт.	Габаритные размеры фильтра, мм	Фильтрующая поверхность, м²	Масса фильтра, кг
0,14—0,22	1	370×370×140	0,09	4
0,22—0,55	2	740×370×140	0,18	8
0,55—1,11	4	740×700×140	0,36	16
1,11—1,75	6	740×1030×140	0,54	25
1,75—2,78	9	1110×1030×140	0,81	37

Электростатические фильтры из полипропиленового волокна

Производительность по воздуху, м³/с	Количество секций на фильтр, шт	Габаритные размеры фильтра, мм	Масса фильтра, кг
0,14—0,22	1	370×370×120	3
0,22—0,55	2	740×370×120	7
0,55—1,11	4	740×700×120	13
1,11—1,75	6	740×1012×120	20
1,75—2,78	9	1110×1012×120	28

Характеристики паровых увлажнителей

Увлажнитель	Расход пара через увлажнитель при p=0,4 МПа, 10^1 кг/с (кг/ч)	Размеры, мм (рис. 83)			Число отверстий диаметром 3 мм в трубе	Масса, кг	Рекомендуемый расход увлажняемого воздуха, м³/с
		L	L_1	d_0			
УВП-2	0,53 (1,9)	245	65	1,10	14	2,1	0,069
УВП-3	0,81 (2,9)	245	65	1,35	14	2,1	0,111
УВП-5	1,28 (4,6)	245	65	1,70	14	2,1	0,175
УВП-7	2,0 (7,2)	280	100	2,15	35	2,2	0,278
УВП-12	3,2 (11,5)	280	100	2,60	35	2,2	0,445
УВП-18	5,0 (18,0)	330	150	3,30	91	2,35	0,695
УВП-29	8,1 (29,0)	330	150	4,20	91	2,35	1,110
УВП-45	12,5 (45,0)	480	300	5,20	224	3,0	1,750
УВП-72	20,0 (72,0)	480	300	6,60	224	3,0	2,780

ПРИЛОЖЕНИЕ VIII

Расчетные наружные параметры для СКВ, отопления и вентиляции морских *судов*
(по ОСТ 5.5056—71 ч. II)

Район плавания судна	Летний период			Зимний период		
	$t_н$, °С	$\varphi_н$, %	$t_{з.в}$, °С	$t_н$, °С	$\varphi_н$, %	$t_{з.в}$, °С
Балтийское море	22	60	16	—23	85	0
Баренцево море	15	70	7	—30	85	0
Белое море	18	60	12	—32	85	0
Северное море, северная часть Атлантического океана (к северу от 50° северной широты)	21	65	16	—11	85	0
Северный морской путь	12	80	8	—40	85	—2
Южная часть Берингова и Охотского морей	20	80	11	—20	85	0
Северная часть Японского моря	25	75	20	—23	85	0
Каспийское море	30	60	27	—20	85	1
Азовское море	27	60	25	—21	85	1
Черное море	29	60	27	—15	85	5
Средиземное море	30	65	26	—3	70	10
Южные широты (тропики) от 30° северной широты до 30° южной широты	34	70	30	—	—	—
Персидский и Оманский заливы	45	40	33	—	—	—
Неограниченные районы плавания, включая тропики, кроме северных морей в зимний период	34	70	30	—25	85	0
Суда смешанного плавания (река — море) при неограниченном районе плавания	30	60	27	—23	85	0

Примечание. Для судов, плавающих в тропиках, расчетные параметры для зимнего периода принимают по тому району, куда они могут заходить в это время года, например, в порты Черного моря.

ПРИЛОЖЕНИЕ IX

Расчетные наружные параметры для СКВ, отопления и вентиляции речных судов

(по ОСТ 5.5056—71 ч. II)

Речной бассейн	Летний период			Зимний период			Зимний период (ненавигационный). Значения $t_н$, °С при $\Phi_н$ = = 85% и $t_{з.в}$ = 0°С
	$t_н$, °С	$\Phi_н$, %	$t_{з.в}$, °С	$t_н$, °С	$\Phi_н$, %	$t_{з.в}$, °С	
Северный и северо-западный (реки: Северная Двина, Печора, Сухона, Нева и др.; озера: Ладожское, Онежское, Ильмень; Беломорско-Балтийский канал)	21	60	19	—8	85	1,0	—35
Центральный и Южный (реки: Волга, Ока, Москва, Кама, Вятка, Белая, Дон, Кубань, Днепр, Дунай; каналы и водохранилища этих бассейнов)	28	50	24	—6	85	1,5	—30
Бассейны Оби и Иртыша (реки: Обь, Томь, Иртыш, Тобол, Тура)	25	60	21	—10	75	1,0	—42
Бассейн Енисея, Ангары и Лены (реки: Енисей, Селенга, Ангара, Лена, Витим, Алдан, Вилюй; озеро Байкал)	24	60	19	—12	75	1,0	—55
Бассейн Яны, Индигирки, Колымы	19	60	15	—6	75	1,0	—50
Бассейн Амура	25	60	21	—5	75	1,0	—37
Бассейн Аму-Дарьи и Сыр-Дарьи	36	30	24	—2	75	2,5	—15
Без ограничения бассейна	28	55	24	—12	85	1,0	—

ПРИЛОЖЕНИЕ X

Технические характеристики ряда герметичных фреоновых (Ф-22) поршневых непрямоточных компрессоров типа ФГП с вертикальным расположением вала (электродвигатель трехфазный асинхронный встроенный, напряжение тока 220 или 380 В)

Характеристика	ФГП-2,2	ФГП-4,5	ФГП-9,0	ФГП-14,0
Число цилиндров z	1	2	4	4
Диаметр цилиндра D, мм	42	42	42	50

Характеристика	ФГП-2,2	ФГП-4,5	ФГП-9,0	ФГП-14,0
Ход поршня S, мм	26	26	26	30
Частота вращения вала n, об/мин	1370	1400	1400	1410
Объем, описываемый поршнями, 3600 V_h, м³/с	2,96	6,05	12,10	19,85
Холодопроизводительность на режиме $t_0 = 5°C$; $t_к = 40°$ С, кВт (ккал/ч)	2,44 (2100)	5,12 (4400)	9,9 (8500)	16,3 (14000)
Потребляемая электродвигателем мощность, кВт	0,75	1,4	2,7	4,9
D_y всасывания, мм	10	14	18	20
D_y нагнетания, мм	6	10	12	15
Масса, кг	30	35	50	70
Габаритные размеры, мм	266×266××270	296×296××308	395×395××365	336×336××398
Кондиционер, в который устанавливают компрессор	«Нептун-18»	«Нептуи-36»	«Нептун-72»	«Нептун-125»

ПРИЛОЖЕНИЕ XI

Характеристики судовых компрессоров типа SMC фирмы Сабро (Дания)

Марка компрессора	Стандартная холодопроизводительность $Q_{ос}$, кВт, и потребляемая мощность N_e, кВт, при 1000 об/мин и работе на хладагентах						Установленная мощность электродвигателя, кВт
	аммиаке		фреоне-12		фреоне-22		
	$Q_{ос}$	N_e	$Q_{ос}$	N_e	$Q_{ос}$	N_e	
SMC4-100	61,5	16,8	39,5	10,8	62,7	17,5	24,8
SMC6-100	93	25,2	59,2	16,2	95,2	26,0	33,1
SMC8-100	122	33,6	79,0	21,5	127	35,0	41,2

УКАЗАТЕЛЬ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамовнч Г. Н. Турбулентные свободные струи жидкостей и газов. М., Госэнергоиздат, 1948.
2. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. М., «Наука», 1969.
3. Александров А. В. Судовые системы. Л., Судпромгиз, 1962.
4. Антуфьев В. М., Белецкий Г. С. Теплопередача и аэродинамическое сопротивление трубчатых поверхностей в поперечном потоке. М.-Л., Машгиз, 1948.
5. Аптекарь М. В., Ролинский В. Ю. Новая серия общесудовых центробежных электровентиляторов. — «Судостроение», 1957, № 8.
6. Аптекарь М. В., Фонберштейн И. М. Судовые вентиляторы. Л., «Судостроение», 1971.
7. Бадылькес И. С. Рабочие вещества и процессы холодильных машин. М., Госторгиздат, 1962.
8. Бадылькес И. С., Данилов Р. Л. Абсорбционные холодильные машины. М., «Пищевая промышленность», 1966.
9. Баев С. Ф. Судовые компактные теплообменные аппараты. Л., «Судостроение», 1965.
10. Баренбойм А. Б., Минкус Б. А. Исследование теплоиспользующего холодильного агрегата турбина-компрессор. — «Холодильная техника», 1968, № 4.
11. Баренбойм А. Б. Экспериментальные характеристики фреонового центробежного компрессора малой производительности.— «Холодильная техиика», 1969, № 2.
12. Баренбойм А. Б., Шамшин В. М. Перспективы применения малогабаритных фреоновых турбоагрегатов в системах кондиционирования воздуха.— «Судостроение», 1969, № 4.
13. Барулин Н. Я. Калориметрический метод испытания автономных кондиционеров. — «Холодильная техника», 1963, № 4.
14. Батурин В. В. Основы промышленной вентиляции.М., Профиздат, 1965.
15. Бельский В. К. Исследование теплообмена при кипении фреона-12 на пучке трубок и одиночных очехленных трубках. — «Холодильная техника», 1970, № 2.
16. Богатых С. А. Комплексная обработка воздуха в пенных аппаратах. Л., «Судостроение», 1964.
17. Богданов С. Н. Определение коэффициентов теплоотдачи при кипении фреонов внутри горизонтальных труб.— «Холодильная техника», 1966, № 10.
18. Богданов С. Н. Теплообмен при кипении фреонов внутри горизонтальной трубы.— «Холодильная техника», 1964, № 4.
19. Борисова Я. С. Тепловой насос и его использование.— В сб.: Кондиционирование воздуха и рефрижерация на судах. Л., 1964. (ЛО НТО СП, Вып. 7).
20. Боришанский В. М., Козырев А. П., Светлова Л. С. Изучение теплообмена прн пузырьковом кипении жидкости.— В сб.: Конвективная теплопередача в двухфазном и однофазном потоках. М.— Л., «Энергия», 1964.

21. Бузник В. М., Александров В. А., Смирнов Г. Ф. Некоторые закономерности теплоотдачи при конденсации фреона-11 на наклонной трубе.— В сб.: Судостроение и морские сооружения. Харьков, 1968. (ХГУ, Вып. 10).
22. Бузник В. М., Смирнов Г. Ф., Луканов И. И. Выбор параметров оребрения труб фреоновых конденсаторов.— Труды НКИ, 1968, Вып. 26.
23. Бузник В. М., Смирнов Г. Ф., Луканов И. И. Исследование теплообмена при конденсации фреона.— «Судостроение», 1969, № 1.
24. Ванштейн В. Д. К расчету теплообмена во фреоновых аппаратах с накатными трубами.— «Холодильная техника», 1966, № 5.
25. Вейнберг Б. С. Поршневые компрессоры холодильных машин. М., «Машиностроение», 1965.
26. Вейнберг Б. С. Расчет капиллярных трубок для фреонов-12 и 22.— «Холодильная техника», 1969, № 10.
27. Волков В. Ф., Чиченев А. И. Судовые холодильные машины и установки. Л., Судпромгиз, 1961.
28. Волков Д. И. Определение коэффициентов теплоотдачи при конденсации пара в трубах теплообменников.— «Судостроение», 1970, № 7.
29. Воронин Г. И., Верба М. И. Кондиционирование воздуха на летательных аппаратах. М., «Машиностроение», 1965.
30. Гоголин А. А. Об эффективности ребер при конденсации на них влаги.— «Холодильная техника», 1961, № 1.
31. Гоголин А. А. Осушение воздуха холодильными машинами. М., Госторгиздат, 1962.
32. Гоголин А. А., Барулин Н. Я. Кондиционирование воздуха. М., Госторгиздат, 1963.
33. Гоголин А. А. Кондиционирование воздуха в мясной промышленности. М., «Пищевая промышленность», 1966.
34. Гоголин А. А. Применение автономных кондиционеров на морских судах в сочетании с централизованной системой кондиционирования воздуха.— В сб.: Эксплуатация и ремонт судовых холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. М., Союзморниипроект, 1965.
35. Гоголин А. А. О внутреннем теплообмене в ребристых воздухоохладителях непосредственного охлаждения.— «Холодильная техника», 1969, № 2.
36. Гоголин А. А. О наружном теплообмене пластинчатых поверхностей.— «Холодильная техника», 1969, № 12.
37. Гулый Г. А. Тепло- и массообмен в воздухоохладителе с накатными спиральными ребрами применительно к умеренным и тропическим условиям.— Труды НКИ, 1970, Вып. 33.
38. Гуревич В. З., Демидов Н. А. Судовые электронагревательные устройства. Л., «Судостроение», 1965.
39. Данилова Г. Н. Влияние давления и температуры насыщения на теплообмен при кипении фреонов.— «Холодильная техника», 1965, № 2.
40. Данилова Г. Н., Куприянова А. В. Коэффициент теплоотдачи при кипении фреонов-С318 и -21 на горизонтальной трубке.— «Холодильная техника», 1967, № 11.
41. Данилова Г. Н. и др. Экспериментальное исследование теплообмена при кипении Ф-12 на оребренных трубах.— Труды научной конференции ЛТИХП, Л., 1970.
42. Данилова Г. Н., Иванов О. П., Хижняков С. В. О методике расчета коэффициента теплоотдачи при конденсации фреонов на пучке оребренных труб.— «Холодильная техника», 1968, № 6.
43. Данилова Г. Н. и др. Исследование теплообмена при конденсации фреона-22.— «Холодильная техника», 1969, №2.
44. Данилова Г. Н., Иванов О. П. Сопоставление различных типов теплопередающих поверхностей кожухотрубных конденсаторов.— «Холодильная техника», 1969, № 11.
45. Данилова Г. Н., Богданов С. Н., Ширяев Ю. Н. Исследование внутреннего теплообмена в аппаратах автономных кондиционеров.— «Холодильная техника», 1970, № 9.
46. Добровольский А. П. Судовые холодильные установки. Л., Судпромгиз, 1962.

47. Добровольский А. П. Теплотехнические испытания судовых холодильных установок. Л., «Судостроение», 1965.
48. Добровольский А. П. Таблицы и диаграммы рабочих тел, применяемых в судовых холодильных установках. Л., «Судостроение», 1966.
49. Добровольский А. П. Судовые холодильные машины и установки. Л., «Судостроение», 1969.
50. Дюндин В. А. Исследование теплообмена при кипении фреона-12 на гладких и ребристых трубках.— «Холодильная техника», 1969, № 11.
51. Егоров Н. Ф. Некоторые вопросы расчета и проектирования глушителей шума для судовых систем вентиляции и кондиционирования воздуха.— В кн.: Сб. докладов к IV научно-технической конференции по кондиционированию воздуха и рефрижерации на судах. Л., 1965 (ЛО НТО СП. Вып. 11).
52. Житник Р. С. Система кондиционирования воздуха с тепловым насосом на теплоходе на подводных крыльях «Мир-П». В сб.: Кондиционирование воздуха на судах. Л., 1962 (ЛО НТО СП).
53. Загоруйко В. А. Исследование микроклимата в кондиционируемом трюме при перевозке различных грузов.— В кн.: Сб. докладов к IV научно-технической конференции по кондиционированию воздуха и рефрижерации на судах. Л., 1965. (ЛО НТО СП. Вып. 11).
54. Загоруйко В. А. Исследование процессов осушения влажного воздуха.— В сб.: Судостроение и морские сооружения. Харьков, 1966. (ХГУ. Вып. 3).
55. Загоруйко В. А., Сойфер Р. С. О применении некоторых типов теплоиспользующих холодильных машин для кондиционирования воздуха на пассажирских судах морского флота. Тезисы докладов к V научно-технической конференции по кондиционированию воздуха и рефрижерации на судах. Л., «Судостроение», 1970.
56. Замков Д. Г. Метод расчета распределителя хладагента в холодильных установках непосредственного охлаждения.— Труды ЦНИИМФ, 1966, Вып. 74.
57. Захаров Ю. В., Лебедев О. Н. Два простых метода измерения расхода газа.— «Энергомашиностроение», 1960, № 3.
58. Захаров Ю. В. Кондиционирование воздуха на речных судах. Новосибирск, Западно-Сибирское книжное изд-во, 1965.
59. Захаров Ю. В. Современные речные рефрижераторные суда. Новосибирск, Западно-Сибирское книжное изд-во, 1965.
60. Захаров Ю. В. Судовые холодильные установки. М., «Транспорт», 1967.
61. Захаров Ю. В., Чегринцев Ф. А. Применение *d*, *I*-диаграммы для расчета турбодетандера кондиционера — «Холодильная техника», 1968, № 2.
62. Захаров Ю. В., Андреев Л. М., Шостак В. П. О возможности получения холода в утилизационных теплоиспользующих холодильных машинах на дизельных морских судах.— Труды НКИ, 1968. Вып. 26.
63. Захаров Ю. В. и др. Исследование и совершенствование судовых энергетических установок, систем и оборудования кондиционирования воздуха.— Труды НКИ, 1970, юбилейный выпуск.
64. Захаров Ю. В., Андреев Л. М., Шостак В. П. О рациональном типе судовой холодильной машины для кондиционирования воздуха.— «Холодильная техника», 1969, № 8.
65. Захаров Ю. В, Чегринцев Ф. А. Возможности применения на судах воздушных турбокомпрессорных кондиционеров.— «Судостроение», 1969, № 1.
66. Захаров Ю. В., Чегринцев Ф. А., Андреев Л. М. Определение оптимальных режимов работы фреоновых воздухоохладителей судовых центральных кондиционеров.— «Холодильная техника», 1969, № 9.
67. Захаров Ю. В., Андреев Л. М., Шостак В. П. Выбор фреона для судовой утилизационной пароэжекторной холодильной машины.— Труды Всесоюзной научно-технической конференции по термодинамике. Сб. докладов секции «Новые теплоэнергетические и холодильные схемы и циклы». Л., 1969.
68. Захаров Ю. В., Андреев Л. М., Шостак В. П, Поздеев В. А. Расчет действительных циклов пароэжекторной фреоновой холодильной машины

и определение оптимальных параметров цикла.— Труды Всесоюзной научно-технической конференции по термодинамике. Сб. докладов секции «Новые теплоэнергетические и холодильные схемы и циклы», Л., 1969.

69. Захаров Ю. В., Чегринцев Ф. А., Андреев Л. М. Расчет оптимальных режимов работы рассольных воздухоохладителей судовых центральных кондиционеров. — В сб.: Судостроение и морские сооружения. Харьков, 1970, (ХГУ, Вып. 13).

70. Захаров Ю .В., Андреев Л. М., Шостак В. П., Поздеев В. А. О применении на дизельных морских судах в системах кондиционирования воздуха пароэжекторных фреоновых холодильных машин, работающих на бросовом тепле силовых установок. Тезисы докладов к V научно-технической конференции по кондиционированию воздуха и рефрижерации на судах. Л., «Судостроение», 1970.

71. Захаров Ю. В., Андреев Л. М., Шквар А. Я. К оценке термодинамической эффективности судовых утилизационных теплоиспользующих холодильных машин.— «Холодильная техника», 1970, № 6.

72. Захаров Ю. В., Андреев Л. М., Лехмус А. А., Рашевский И. А. Результаты испытаний экспериментальной фреоновой эжекторной холодильной машины в режиме кондиционирования воздуха.— «Холодильная техника», 1971, № 3.

73. Захаров Ю. В., Шквар А. Я. Эксергетический анализ пароэжекторных холодильных машин.— В сб. «Холодильная техника и технология», Вып. 11, Киев, «Техника», 1970.

74. Захаров Ю. В., Шквар А. Я. Эксергетический баланс и к. п. д. утилизационных парокомпрессорных и эжекторных холодильных машин для кондиционирования воздуха на морских судах.— В сб.: Судостроение и морские сооружения. Харьков, 1971. ХГУ. Вып. 15.

75. Захаров Ю. В., Шостак В. П., Шквар А. Я. Оценка термодинамической эффективности судовых утилизационных холодильных машин эксергетическим методом.— В сб.: Судостроение и морские сооружения. Харьков, 1971. (ХГУ, Вып. 16).

76. Захаров Ю. В., Шостак В. П., Горовенко Н. Д. Расчет теплофизических свойств фреонов на основе теории термодинамического подобия.— В сб.: Судостроение и морские сооружения. ХГУ, 1970. Вып. 13.

77. Захаров Ю. В., Андреев Л. М. Оборудование судовых систем кондиционирования воздуха. Л., «Судостроение», 1971.

78. Захаров Ю. В., Андреев Л. М., Лехмус А. А. Экспериментальное исследование некоторых характеристик фреоновых эжекторов.— Труды НКИ, 1970, Вып. 37.

79. Зинченко В. И., Захаров В. К. Снижение шума на судах. Л., «Судостроение», 1968.

80. Зинченко В. И. и др. Пути снижения шума на морских судах. Информационный сборник, 1968, ЦБ НТИ ММФ, № 61 (196).

81. Зозуля Н. В., Боровков В. П., Карху В. А. Интенсификация процесса теплоотдачи при конденсации фреона-113 на горизонтальных трубках.— «Холодильная техника», 1969, № 4.

82. Золотов С. С. Аэродинамика судовой вентиляции. Л., «Судостроение», 1967.

83. Зубаров Д. Л., Рубан В. М. Вентиляция и кондиционирование воздуха на атомных судах. Л., «Судостроение», 1968.

84. Иванов О. П. Формула для расчета коэффициента теплоотдачи при кипении маслофреоновых растворов.— «Холодильная техника», 1966, № 1.

85. Идельчик И. Е. Гидравлические сопротивления. М., ГЭИ, 1954.

86. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М., ГЭИ, 1960.

87. Исаченко В. П., Солодов А. П., Тирунараянан М. А. Исследование теплоотдачи при конденсации водяного пара внутри вертикальной трубы.— Труды МЭИ, 1965. Вып. 63.

88. Калинин Э. К., Дрейцер Г. А., Козлов А. К. Теплоотдача при продольном обтекании водой шахматных пучков труб с различными относительными шагами.— «Теплоэнергетика», 1969, № 4.

89. Карасина Э. С. Теплообмен в пучках труб с поперечными ребрами.— Известия ВТИ, 1952, № 12.
90. Карпис Е. Е. Тепловой и аэродинамический расчет поверхностных воздухоохладителей, питаемых холодной водой. М., Стройиздат, 1961.
91. Карпис Е. Е. Инженерный теплотехнический расчет форсуночных камер.— «Водоснабжение и санитарная техника», 1967, № 5.
92. Клименко А. П. и др. Холод в машиностроении. М., «Машиностроение», 1969.
93. Клюкин И. И. Борьба с шумом и звуковой вибрацией на судах. Л., Судпромгиз, 1961.
94. Кочетов Н. Д. Холодильная техника. М., «Машиностроение», 1966.
95. Крицкая Е. Д. и др. Судовой автономный кондиционер «Климат-4».— «Холодильная техника», 1965, № 6.
96. Крицкий Е. Д. Новые судовые автономные кондиционеры.— «Холодильная техника», 1968, № 10.
97. Крицкий Е. Д. Влияние цикличной работы на осушающую способность автономного кондиционера.— «Холодильная техника», 1970, № 9.
98. Кутателадзе С. С., Боришанский В. М. Справочник по теплопередаче. М.—Л., ГЭИ, 1959.
99. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена. М.—Л., 1962.
100. Ладыженский Р. М. Кондиционирование воздуха. М., Госторгиздат, 1962.
101. Лоскутов В. В., Хордас Г. С. Тепловые расчеты судовых систем. Л., Судпромгиз, 1958.
102. Лоскутов В. В., Хордас Г. С. Гидравлические расчеты судовых систем. Л., Судпромгиз, 1963.
103. Лоскутов В. В., Хордас Г. С. Расчеты параметров и конструктивных элементов судовых систем. Л., «Судостроение», 1968.
104. Люсов В. Ф. Экспериментальные исследования глушителей шума общесудовых вентиляторов.— «Судостроение», 1960, № 2.
105. Люсов В. Ф. Снижение шума судовых систем кондиционирования воздуха средствами изоляции и поглощения. Сб. докладов к IV научно-технической конференции по кондиционированию воздуха и рефрижерации на судах, Л., 1965 (ЛО НТО СП. Вып. 11).
106. Максимов Г. А. Отопление и вентиляция. Ч. 2. Вентиляция. М., «Высшая школа», 1968.
107. Мартыновский В. С. Холодильные машины. М., Пищепромиздат, 1950.
108. Мартыновский В. С. Использование низкопотенциального тепла для получения холода.— «Холодильная техника», 1953, № 1.
109. Мартыновский В. С., Мельцер Л. З. Температурные границы рационального использования воздушных холодильных машин.— «Холодильная техника», 1955, № 2.
110. Мартыновский В. С. Тепловые насосы М.—Л., ГЭИ, 1955.
111. Мартыновский В. С., Мельцер Л. З. Судовые холодильные установки. М., «Транспорт», 1964.
112. Мельцер Л. З. Смазка фреоновых холодильных машин. М., «Пищевая промышленность», 1969.
113. Меркулов А. П. Вихревой эффект и его применение в технике. М., «Машиностроение», 1969.
114. Миндии Г. Р. Электронагревательные трубчатые элементы. М., «Энергия», 1965.
115. Мишин В. Е. Исследование воздухоохладителя из алюминиевых трубок с накатными ребрами.— «Холодильная техника», 1969, № 10.
116. Михеев М. А. Основы теплопередачи. М., ГЭИ, 1956.
117. Нестеренко А. В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. М., «Высшая школа», 1965.
118. Павлов Р. В., Кан К. Д. Испытание фреонового испарителя с U-образными трубками.— «Холодильная техника», 1966, № 8.
119. Пекарев В. И., Кошкин Н. Н. Испытания винтового компрессора.— «Холодильная техника», 1969, № 8.

120. Поволоцкая М. Н. Исследование коэффициентов теплоотдачи при кипении фреона-22 на одиночной трубе и пучке горизонтальных труб.— «Холодильная техника», 1968, № 7.
121. Полончук В. Д. Перспективы дальнейшего развития воздухоосушительных установок для систем технического кондиционирования воздуха в грузовых помещениях транспортных судов.— Сб. докладов к IV научно-технической конференции по кондиционированию воздуха и рефрижерации на судах. Л., 1965 (ЛО НТО СП. Вып. 11).
122. Помазанов И. Н., Тихомиров П. Л. Термоэлектрический холодильник, действующий за счет тепловой энергии.— «Холодильная техника», 1961, № 4.
123. Пятничко А. И., Козицкий В. И., Толубинская Л. Ф., Шевчук В. С. Теплообмен при конденсации фреона-12 в трубе с насадкой.— «Холодильная техника», 1968, № 7.
124. Розенфельд Л. М., Ткачев А. Г. Холодильные машины и аппараты. М., Госторгиздат, 1960.
125. Розенфельд Л. М., Ткачев А. Г., Гуревич Е. С. Примеры и расчеты холодильных машин и аппаратов. М., Госторгиздат, 1960.
126. Романенко П. Н., Левин А. Б. Исследование теплоотдачи при конденсации фреона-12 внутри трубы.— «Холодильная техника», 1969, № 6.
127. Санитарные правила для морских судов. М., «Транспорт», 1964.
128. Санитарные правила для речных и озерных судов. М., «Транспорт», 1965.
129. Сатановский Д. М. Утилизация бросового тепла судовых механизмов в холодильных установках.— «Судостроение», 1968, № 8.
130. Селиверстов В. М. Выбор типа холодильной установки для судовых систем кондиционирования воздуха.— Труды ЛИВТа, 1964, Вып. 53.
131. Селиверстов В. М. Расчеты судовых систем кондиционирования воздуха. Л., «Судостроение», 1971.
132. Сергеев Е. П. О гигиенических нормативах воздушной среды при кондиционировании воздуха на судах.— В сб.: Кондиционирование воздуха и рефрижерация на судах. Л., 1964. ЛО НТО СП. (Материалы по обмену опытом. Вып. 7).
133. Слепян Е. Е. Определение коэффициентов теплоотдачи при конденсации пара фреона-12 на гладкой и ребристых трубах. — «Холодильная техника», 1952, № 1.
134. Соколова (Слепян) Е. Е. Исследование теплоотдачи при конденсации фреона-22.— «Холодильная техника», 1957, № 3.
135. Соколов Е. Я., Зингер Н. М. Струйные аппараты. М.—Л., ГЭИ, 1960.
136. Соколов Е. Я., Бродянский В. М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. М., «Энергия», 1968.
137. Солодов А. П., Исаченко В. П. Исследование теплоотдачи при конденсации пара на мелководокнистых трубах.— Труды МЭИ, 1965, Вып. 63.
138. Стефанов Е. В. Исследование аппарата с орошаемой сетчатой насадкой для кондиционирования воздуха.—«Холодильная техника», 1966, № 12.
139. Тарабрин И. В. Судовые установки кондиционирования воздуха. М., «Транспорт», 1964.
140. Тарасов В. И. Некоторые экспериментальные данные о факторах, влияющих на эффективность активных глушителей.— Сб. докладов к IV научно-технической конференции по кондиционированию воздуха и рефрижерации на судах, Вып. № 11, Л., ЛО НТО СП, 1965.
141. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Л., «Машиностроение», 1969.
142. Холодильная техника. Энциклопедический справочник. Т. 1. М., Госторгиздат, 1960.
143. Холодильная техника. Энциклопедический справочник. Т. 2. М., Госторгиздат, 1961.
144. Цирельсон С. А., Разран М. А. Обитаемость судов. Л., Судпромгиз, 1963.
145. Цыганков А. С. Расчеты теплообменных аппаратов. Л., Судпромгиз, 1956.
146. Чистяков Ф. М., Плотников А. Е. Холодильный турбоагрегат

с приводом от турбины, работающей на холодильном агенте. — «Холодильная техника», 1952, № 3.
147. Чистяков Ф. М. Холодильные турбоагрегаты. М., «Машиностроение», 1967.
148. Чопко Н. Ф. Экспериментальное исследование теплообмена при конденсации фреонов внутри горизонтальной трубки.— «Холодильная техника», 1968, № 1.
149. Чопко Н. Ф. Теплообмен при конденсации фреонов в горизонтальной трубке.— «Холодильная техника», 1969, № 1.
150. Шамшин В. М., Муидингер А. А. О расчете двухпроводных высокоскоростных систем кондиционирования воздуха для морских судов.— «Холодильная техника», 1966, № 5.
151. Шамшин В. М., Муидингер А. А., Шифрин Е. И. О влиянии теплопритоков от МКО на энергетические показатели систем комфортного кондиционирования воздуха транспортных судов.— «Судостроение», 1968, № 5.
152. Шамшин В. М., Шифрин Е. И., Муидингер А. А. Технико-экономический анализ судовых систем кондиционирования воздуха.— «Судостроение», 1970, № 1.
153. Шамшин В. М. Состояние и перспективы развития кондиционирования воздуха на морских судах.— В сб.: Энергоснабжение и кондиционирование воздуха на транспорте (Материалы конференции). Рига, «Зинатне», 1965.
154. Шумелишский М. Г. Эжекторные холодильные машины. М., Госторгиздат, 1961.
155. Эксергетический метод и его приложение. Сб. статей. Под. ред. В. М. Бродянского. М., «Мир», 1967.
156. Юдин Е. Я. Исследование шума вентиляторных установок и методов борьбы с ним. М., Оборонгиз, 1958.
157. Юдин Е. Я. Борьба с шумом. М., Госстройиздат, 1964.
158. Языков В. Н. Теоретические основы проектирования судовых систем кондиционирования воздуха. Л., «Судостроение», 1967.
159. Якобсон В. Б. Тепловой расчет и обобщенные характеристики малых холодильных компрессоров.—«Холодильная техника», 1970, № 3.
160. Якобсон В. Б. Автоматизация холодильных установок. М., Госторгиздат, 1962.
161. Beatty K. O., Katz D. L. Condensation of Vapors on outside of finned tubes.— "Chemical Engineering Progress", 1948, v. 44, N 1.
162. Gardner K. Efficiensy of extended surface. Transactions of the ASME, p. 621, 1945.
163. Henrici H. Kondensation von R11, R12 und R22 an glatten und berippten.— "Kaltetechnik", 1963, Bd. 15, H. 8.
164. Hufschmidt W. Rippenrohrluftkühlern im Arbeitsbereich der Klimaanlagen. Westdeutscher Verlag/Köln und opladen, 1960.
165. Katz D. L., Hope R. E., Datsko S. C., Robinson D. B.— "Journal of the ASME", 1947, April.
166. Katz D. L. Hope R. E., Datsko S. C., Robinson D. B.— "Journal of the ASME", 1947, March.
167. Kipp E., Schmidt H. Bemessung von kapillarrohren als drosselorgan für kaltesätze.— "Kaltetechnik", 1961, H2, februar.
168. Laux H. Geränsche in Luftungesund Klimaanlagen.—Heizung — Haustechnik, 15 (1964), No. 10. 345—380.
169. Reinmann J., Koestel A., Tuve G. Evaluation of three room air distribution systems for summer cooling. "Heating, Piping and air Conditioning", December, 1958.
170. Schmidt E. Die Wärmeleistung von berippten Oberflächen. "Abhandl des DKV", Karlsruhe, 1950, v. 4.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3
Сокращения и условные обозначения 4
Введение 5

ГЛАВА I. **Влажный воздух и термодинамические основы его тепловлажностной обработки**

§ 1. Основные свойства и параметры состояния влажного воздуха 10
§ 2. Диаграммы влажного воздуха 15
§ 3. Процессы изменения состояния влажного воздуха в диаграмме dI 21
§ 4. Основные методы определения влажности воздуха 26
§ 5. Тепло- и влагообмен между воздухом и водой . . 30
§ 6. Способы и процессы увлажнения и осушения воздуха 38

ГЛАВА II. **Техническое кондиционирование на судах**

§ 7. Цели технического кондиционирования 44
§ 8. Сорбционные воздухоосушительные установки . 46
§ 9 Механические осушители 51

ГЛАВА III. **Санитарно-гигиенические основы кондиционирования воздуха на судах**

§ 10. Взаимодействие человека с окружающей средой в помещении и условия формирования микроклимата 54
§ 11. Методы оценки теплоощущений человека. Условия комфорта 58
§ 12. Санитарно-гигиенические нормативы для воздушной среды судовых помещений 62

ГЛАВА IV. **Основные типы судовых систем кондиционирования воздуха**

§ 13. Основные требования, предъявляемые к судовым системам кондиционирования воздуха, и классификация систем 65
§ 14. Одноканальные центральные системы без дополнительной обработки воздуха в каютных воздухораспределителях 71
§ 15. Одноканальные центральные системы кондиционирования с доводочными воздухораспределителями 77
§ 16. Двухканальные центральные системы кондиционирования воздуха 80
§ 17. Автономные системы кондиционирования воздуха 83

§ 18. Сравнительная оценка и области применения различных систем кондиционирования воздуха . . 85

ГЛАВА V. Некоторые сведения о шумности и надежности судовых систем кондиционирования воздуха

§ 19. Основные понятия о шуме и его характеристики 88
§ 20. Источники возникновения шума в судовых СКВ и меры борьбы с ним 96
§ 21. Основные понятия надежности судовых СКВ . 108

ГЛАВА VI. Судовые кондиционеры и их устройство

§ 22. Классификация и использование судовых кондиционеров 113
§ 23. Центральные, групповые и местные неавтономные кондиционеры 118
§ 24. Автономные кондиционеры 135
§ 25. Охладители и нагреватели воздуха 141
§ 26. Электровентиляторы и вспомогательные устройства судовых кондиционеров 155

ГЛАВА VII. Основы расчета судовых систем кондиционирования воздуха

§ 27. Выбор расчетных внутренних и внешних параметров и количества наружного воздуха для системы 174
§ 28. Расчет тепло- и влагоизбытков и теплопотерь в судовых помещениях 175
§ 29. Выбор системы кондиционирования, технологической схемы обработки воздуха и числа кондиционеров 187
§ 30. Построение процессов кондиционирования и определение тепловлажностных нагрузок на кондиционеры и воздухораспределители 196
§ 31. Основы аэродинамического расчета системы кондиционирования воздуха 209

ГЛАВА VIII. Основы теплопередачи в аппаратах судовых установок кондиционирования воздуха и холодильных машин

§ 32. Теплопередача через ребристую поверхность воздухоохладителя 218
§ 33. Внешний теплообмен на ребристой поверхности охладителей и нагревателей воздуха 233
§ 34. Теплообмен между однофазным тепло- хладоносителем и поверхностью 240
§ 35. Теплообмен при кипении хладагентов 246
§ 36. Теплообмен при конденсации 255

ГЛАВА IX. Тепловой расчет теплообменных аппаратов и увлажнителей судовых кондиционеров

§ 37. К тепловому расчету охладителей и нагревателей воздуха 267
§ 38. Тепловой расчет воздухоохладителей непосредственного испарения 271
§ 39. Тепловой расчет воздухоохладителей с промежуточным хладоносителем 280
§ 40. Расчет водяных воздухонагревателей 284
§ 41. Тепловой расчет и подбор паровых воздухонагревателей 286
§ 42. Расчет электрических воздухонагревателей . . 288
§ 43. Подбор и расчет увлажнителей воздуха 290

ГЛАВА X. Основы компоновки, теплозвукоизоляция и гидродинамический расчет судовых кондиционеров

§ 44. Общие принципы компоновки кондиционера . . 294
§ 45. Теплозвукоизоляция и борьба с шумом в судовых кондиционерах 297
§ 46. Аэродинамический расчет кондиционера. Подбор электровентилятора 303
§ 47. Гидравлический расчет водяных (рассольных) теплообменных аппаратов кондиционера . . . 312
§ 48 Расчет распределителя жидкого фреона и гидравлических сопротивлений воздухоохладителей непосредственного испарения 314

ГЛАВА XI. Воздухораспределение в судовых помещениях

§ 49. Принципы воздухораспределения в судовых помещениях 320
§ 50. Основные конструкции и характеристики воздухораспределителей для судовых помещений . . 326
§ 51. Аэродинамический расчет доводочного эжекционного воздухораспределителя 339
§ 52. Подбор воздухораспределителей и определение места их установки в помещении (расчет воздухораспределения в помещении настильными струями) 343

ГЛАВА XII. Физические основы искусственного охлаждения. Основные типы холодильных машин и устройств

§ 53. Способы получения холода 347
§ 54. Обратные циклы 350
§ 55. Воздушные холодильные машины 354
§ 56. Термоэлектрическое охлаждение 357
§ 57. Вихревой эффект охлаждения 362

ГЛАВА XIII. Парокомпрессорные холодильные машины

§ 58. Принципиальная схема и теоретический цикл ПКХМ 364
§ 59. Хладагенты парокомпрессорных машин 367
§ 60. Анализ процессов и циклов парокомпрессорной холодильной машины 376
Внешняя и внутренняя необратимость в цикле. Влияние регулирующего клапана . . . . . —
Переохлаждение жидкого хладагента. Влажный и сухой ход компрессора 378
Регенеративный цикл парокомпрессорной машины 382
§ 61. Поршневые компрессоры 384
§ 62. Центробежные, ротационные и винтовые компрессоры 399
§ 63. Конденсаторы и испарители 405
§ 64. Использование парокомпрессорных холодильных машин в качестве теплового насоса 413

ГЛАВА XIV. Элементы теории и тепловой расчет поршневых холодильных компрессоров

§ 65. Рабочий процесс в поршневом холодильном компрессоре 420
Теоретический рабочий процесс в компрессоре . —
Действительный рабочий процесс в компрессоре 422
§ 66. Коэффициенты, характеризующие объемные и энергетические потери (рабочие коэффициенты компрессора) 424
§ 67. Расчет цикла машины и подбор компрессора . . 436
§ 68. Тепловой расчет и определение основных размеров компрессора 440

§ 69. Газодинамический расчет клапанов 447

ГЛАВА XV. Тепловой и гидравлический расчеты аппаратов холодильной машины

§ 70. Расчет конденсаторов 452
§ 71. Расчет рассольных (водяных) испарителей . . 456
§ 72. Выбор и расчет дроссельного (регулирующего) органа и определение диаметров трубопроводов . 462

ГЛАВА XVI. Теплоиспользующие холодильные машины

§ 73. Абсорбционные холодильные машины 467
§ 74. Водяные эжекторные холодильные машины . . 474
§ 75 Фреоновые эжекторные холодильные машины . 482
§ 76. Турбокомпрессорные машины 489
§ 77. Оценка термодинамической эффективности судовых утилизационных теплоиспользующих холодильных машин (УТИХМ) различного типа . . 493

ГЛАВА XVII. Основы автоматизации судовых установок кондиционирования воздуха (СУКВ)

§ 78. Задачи автоматизации СУКВ и основные понятия о системах и приборах автоматики 498
§ 79. Способы регулирования температуры и влажности воздуха в кондиционерах и статического давления в воздухопроводах 502
§ 80. Примеры схем автоматизации судовых установок кондиционирования воздуха 508

ГЛАВА XVIII. Испытания судовых установок кондиционирования воздуха

§ 81. Цель и виды испытаний 520
§ 82. Швартовные и ходовые испытания 523
§ 83. Стенды для испытаний оборудования СКВ . . 528
§ 84 Проведение испытаний и обработка их результатов 535
Приложения 545
Указатель литературы 556

ЮРИЙ ВАСИЛЬЕВИЧ
ЗАХАРОВ

СУДОВЫЕ УСТАНОВКИ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Редактор Л. А. Турандина
Художественный редактор А. Ф. Шакуро
Технический редактор А. П. Ширяева
Корректоры Е. Г. Лукин, В. Д. Макаров
Оформление переплета художника
Б. А. Рогачевского

Сдано в набор 7/III 1972 г. Подписано к печати 3/VIII 1972 г. М-07392. Формат издания $60\times90^{1}/_{16}$. Бумага типографская № 3. Печ. л. 35,5. Уч.-изд. л. 38,1. Тираж 12500 экз. Цена 1 руб. 53 коп. Заказ № 606. Изд № 2591-70.

Издательство «Судостроение», 191065, Ленинград, ул. Гоголя, 8.

Ленинградская типография № 4 Главполиграфпрома Государственного Комитета Совета Министров СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли, Социалистическая, 14.

Захаров Ю. В.

З 38 Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. «Судостроение», Л., 1972
568 с.

Книга является учебником и написана в полном соответствии с типовой программой курса «Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины», утвержденной Учебно-методическим управлением по высшему образованию МВ и ССО СССР 20 октября 1969 г. (индекс УМУ-Т-5/518).

В учебнике рассмотрены теория, классификация, устройство, характеристики, конструкции, расчет и проектирование, принципы автоматизации и испытания судовых систем кондиционирования воздуха, их оборудования и холодильных машин.

Книга предназначена для студентов кораблестроительных и других институтов. Она может быть полезна специалистам, занимающимся исследованием, проектированием, испытаниями и эксплуатацией судовых установок кондиционирования воздуха (включая холодильные машины), а также слушателям специализированных групп института и факультетов повышения квалификации руководящих работников и специалистов судостроительной промышленности.

3—18—5
47—72

[621.57+628.84] : 629.12

Ю.В.ЗАХАРОВ **СУДОВЫЕ УСТАНОВК**
КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА
ОЛОДИЛЬНЫЕ МА ИНЫ

Ю.В.ЗАХАРОВ **СУДОВЫЕ УСТАНОВК**
КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА
И ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ