

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

*Второе издание,
переработанное и дополненное*

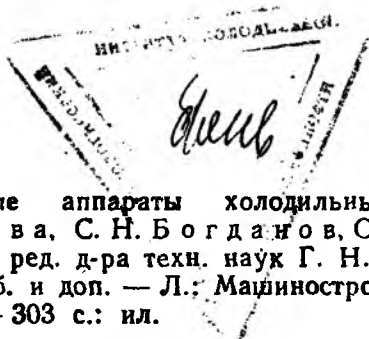
Под общей редакцией
д-ра техн. наук проф. Г. Н. Даниловой



Ленинград
«Машиностроение»
Ленинградское отделение
1986

Г. Н. Данилова, С. Н. Богданов, О. П. Иванов, Н. М. Медникова, Э. И. Крамской

Рецензент кзид. техн. наук В. М. Шапра



Т34 Теплообменные аппараты холодильных установок/
Г. Н. Данилова, С. Н. Богданов, О. П. Иванов
и др.; Под общ. ред. д-ра техн. наук Г. Н. Даниловой. —
2-е изд., перераб. и доп. — Л.: Машиностроение. Ленингр.
отд-ние, 1986. — 303 с.: ил.

(В пер.): 1 р. 30 к.

В книге приведены данные о современных конструкциях испарителей, конденсаторов и теплообменников различного назначения, применяемых в холодильной технике. Изложены методы их теплового, гидравлического и прочностного расчетов, методы технико-экономического анализа и сопоставления различных конструктивных типов теплообменных аппаратов.

Во второе издание (1-е изд. 1973 г.) включены новые материалы о процессах теплообмена в испарителях и конденсаторах, об испытаниях аппаратов, методах их проектировании, конструкциях оребренных и пластинчатых аппаратов. Рекомендованы пути интенсификации конкретных типов аппаратов.

Книга предназначена для инженерно-технических работников, занимающихся конструированием и эксплуатацией холодильных установок различного назначения.

Т 2303050000-288
038 (01)-86 288-86

ББК 31.392
6П2.28

ПРЕДИСЛОВИЕ

Искусственный холод находит все большее применение в пищевой, химической, авиационной и оборонной промышленности, в сельском хозяйстве, на транспорте, в установках кондиционирования воздуха и в других отраслях народного хозяйства.

В последнее время, особенно в связи с реализацией Продовольственной программы, развитие холодильной техники приобретает особую важность и актуальность.

В связи с высокой стоимостью производства искусственного холода теплообменные аппараты работают при низких температурных напорах. Это обстоятельство в совокупности со специфическими свойствами рабочих веществ обуславливает низкие плотности теплового потока и особо остро ставит задачи интенсификации процессов теплообмена и оптимизации режимов эксплуатации холодильных аппаратов.

В предлагаемой читателю книге авторы приводят систематизированное описание существующих типов и конструкций теплообменных аппаратов, их рабочих сред и рабочих процессов, высказывают соображения о направлении и путях совершенствования аппаратов. Выполнена систематизация и обобщение имеющихся в отечественной и зарубежной литературе сведений, а также результатов работ авторов по вопросам теплового, гидромеханического и прочностного расчетов теплообменных аппаратов холодильных установок, методам их оптимизации и интенсификации.

Настоящее, второе издание отражает появившиеся за истекшие после первого издания годы материалы в области холодильного аппаратостроения и исследований рабочих процессов в холодильных аппаратах. В связи с этим содержание книги существенно переработано.

Книга написана коллективом авторов: гл. 1, 2, 3 и 10 — д-ром техн. наук проф. Г. Н. Даниловой, гл. 4 и 9 (кроме п. 4.5 и 4.6) — д-ром техн. наук проф. О. П. Ивановым, гл. 5 — Г. Н. Даниловой и канд. техн. наук Н. М. Медниковой, гл. 6 — (кроме п. 6.5 и 6.6) — канд. техн. наук доц. С. Н. Богдановым, гл. 7 и п. 4.6, 6.5 — Н. М. Медниковой, п. 6.6 — С. Н. Богдановым и Н. М. Медниковой, гл. 8 — д-ром техн. наук Э. И. Крамским, п. 4.5 написан канд. техн. наук В. О. Мамченко.

Авторы выражают признательность д-ру техн. наук проф. А. А. Гоголину за помощь и ценные советы, высказанные при составлении и обсуждении ряда разделов рукописи.

Авторы благодарят зав. кафедрой холодильных машин и установок ВЗИПП канд. техн. наук доцента В. М. Шавру за труд по рецензированию рукописи и полезные замечания.

Все замечания и предложения, направленные на улучшение книги, будут приняты с благодарностью. Просим направлять их по адресу: 191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10, ЛО издательства «Машиностроение».

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ АППАРАТАХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

1.1. МЕСТО И РОЛЬ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ В СХЕМЕ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Холодильная машина представляет собой устройство, служащее для переноса теплоты с низкого температурного уровня на более высокий. Решение этой задачи реализуется с помощью обратного термодинамического цикла, осуществляемого рабочим веществом, называемым *хладагентом*. Собственно холодильная машина осуществляет отвод теплоты от охлаждаемых объектов, имеющих температуру более низкую, чем окружающая среда, и передачу этой теплоты последней. Холодильную машину используют иногда для нагревания объектов с температурой более высокой, чем температура окружающей среды. В таких устройствах, называемых «тепловыми насосами», перенос теплоты производится от окружающей среды к нагреваемым объектам.

Рассмотрим теплообменные аппараты наиболее распространенных в настоящее время паровых компрессорных холодильных машин. Холодильная машина состоит из четырех основных элементов: испарителя, конденсатора, компрессора и дроссельного вентиля. Восприятие теплоты от охлаждаемых объектов на нижнем температурном уровне производится за счет теплоты парообразования хладагента в испарителе при низком давлении, а отвод теплоты на верхнем температурном уровне — за счет теплоты конденсации хладагента в конденсаторе при высоком давлении.

Для повышения давления (и соответственно температуры насыщения) хладагента и подачи его из испарителя в конденсатор служит компрессор (поршневой, винтовой, ротационный, центробежный). Понижение давления (от давления в конденсаторе до давления в испарителе) происходит в дроссельном вентиле.

Основными теплообменными аппаратами компрессорных холодильных машин являются испарители и конденсаторы.

Испаритель предназначен для отвода теплоты от охлаждаемой среды, которая циркулирует между испарителем и объектом охлаждения и, в свою очередь, отнимает от последнего теплоту. Эта промежуточная среда называется *хладоносителем*. Иногда в испарителе происходит непосредственный теплообмен между охлаждаемым объектом и хладагентом (воздухоохладители, батареи, технологические аппараты непосредственного охлаждения).

Конденсатор предназначен для превращения в жидкость поступающих из компрессора паров хладагента. Иногда в конденсаторе осуществляется также и охлаждение жидкого хладагента ниже температуры конденсации (переохлаждение). Оба эти процесса сопровождаются отводом теплоты от хладагента

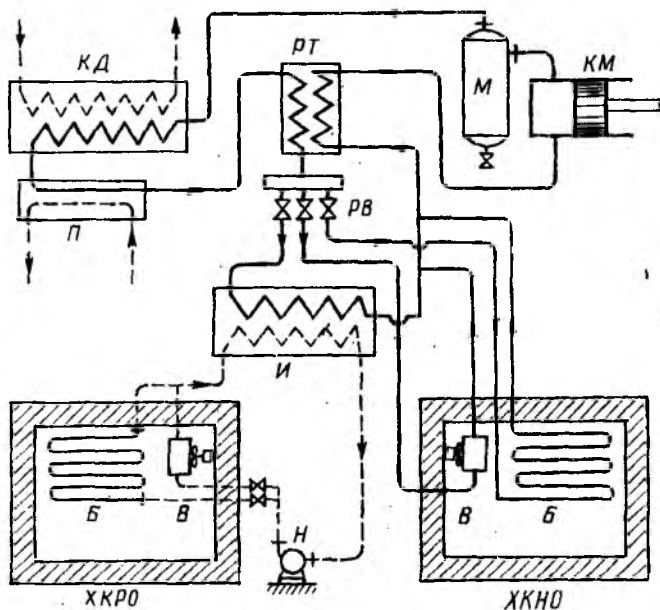


Рис. 1.1. Схема холодильной установки:

КД — конденсатор; П — переохладитель; РТ — регенеративный теплообменник; КМ — компрессор; М — маслоотделитель; РВ — регулирующие вентили; И — испаритель; ХКРО — холодильная камера рассольного охлаждения; ХКНО — то же непосредственного охлаждения; В — воздухоохладитель; Б — батарея; Н — насос; — — — — — хладагент; - - - - - теплоноситель

к охлаждающей среде. В холодильной машине охлаждающей средой является окружающая среда, и получаемая ею от хладагента теплота в дальнейшем не используется. В тепловом насосе охлаждающая среда, называемая *теплоносителем* (обычно вода), передает полученную от хладагента теплоту нагреваемому объекту.

В каскадных холодильных машинах, предназначенных для получения очень низких температур охлаждаемого объекта при высоких температурах конденсации, помимо конденсатора и испарителя имеется аппарат, называемый *испарителем-конденсатором*. В нем происходит отвод теплоты конденсации от хладагента, осуществляющего обратный цикл в нижней ступени каскада, к кипящему хладагенту, совершающему цикл в верхней ступени каскада.

Холодильная установка (рис. 1.1) кроме элементов, входящих в холодильную машину, включает в себя охлаждаемый объект, а также устройства, служащие для повышения эффективности отдельных рабочих процессов цикла, совершенствования технологических процессов и условий эксплуатации оборудования. К этим устройствам относятся следующие аппараты: переохла-

дители, регенеративные теплообменники, промежуточные сосуды, маслоотделители и др.

Переохладители служат для охлаждения холодной водой жидкого хладагента после конденсатора. В регенеративном теплообменнике осуществляется перегрев паров хладагента перед компрессором за счет охлаждения жидкого агента, выходящего из переохладителя или конденсатора.

В многоступенчатых холодильных машинах поверхностные водяные охладители используются для охлаждения паров хладагента между ступенями компрессора.

Таким образом, теплообменные аппараты осуществляют важные и разнообразные функции холодильной установки и составляют весьма существенную ее часть.

Металлоемкость теплообменных аппаратов составляет основную часть металлоемкости холодильной установки. Масса основных теплообменных аппаратов (конденсатор и испаритель) составляет при рассольном охлаждении примерно две трети от общей массы аммиачной холодильной машины, а стоимость их равна половине общей ее стоимости. В холодильных машинах, использующих в качестве хладагента галогенизированные углеводороды (R12, R22 и др.) [62], масса аппаратов составляет примерно три четверти массы всей машины. При непосредственном охлаждении доля теплообменных аппаратов, как по массе, так и по стоимости значительно возрастает.

Большое влияние оказывают теплообменные аппараты и на энергетические характеристики холодильной машины. Благодаря тому что поверхность аппаратов не может быть чрезмерно большой, температура конденсации в холодильной машине должна быть выше температуры окружающей среды, а температура кипения — ниже температуры охлаждаемого объекта. Это приводит к внешней необратимости термодинамического цикла, и, как следствие, к энергетическим потерям. Так, например, за счет перепадов температур в конденсаторе $\theta_k = 5^\circ\text{C}$ и в испарителе $\theta_0 = 5^\circ\text{C}$ при $t_k = 30^\circ\text{C}$ и $t_0 = -15^\circ\text{C}$ холодильный коэффициент внутреннего обратимого цикла Карно $\epsilon'_c = 4,61$, а при отсутствии перепадов холодильный коэффициент полностью обратимого цикла Карно $\epsilon_c = 5,74$. В этом случае повышение расхода энергии составит $\sim 20\%$ на единицу выработанного холода. В реальных условиях превышение энергии из-за внешней необратимости будет еще выше (до 40%).

Термодинамическую необратимость цикла можно уменьшить, увеличивая поверхности теплообменных аппаратов, однако при этом возрастают капитальные затраты на холодильную машину. Таким образом, возникает задача, характерная для многих отраслей техники: выбора между дешевым, но неэкономичным в эксплуатации, и дорогим, но экономичным оборудованием. В первом случае при расчете теплообменных аппаратов принимаются большие температурные напоры и поэтому площадь их поверхности

невелика, во втором случае — температурные напоры меньше, а площадь теплопередающей поверхности больше. Очевидно, что меньшие поверхности будут предпочтительными при малом числе часов работы холодильной машины в году, и наоборот, при круглогодичной работе холодильной машины выгоднее выбирать меньшие температурные напоры и, следовательно, большие площади поверхности. При расчете камерного оборудования приходится учитывать и технологические требования.

Сократить площадь теплопередающей поверхности при одновременном снижении потерь от внешней необратимости (уменьшении температурного напора в аппаратах) можно только за счет интенсификации процесса теплопередачи в аппаратах. Увеличить компактность и снизить массу аппарата при заданных температурных напорах можно как путем интенсификации теплопередачи, так и путем более совершенных конструктивных решений.

Стремление снизить внешнюю необратимость холодильной машины приводит к необходимости применения в ее аппаратах небольших температурных напоров и соответственно невысоких плотностей теплового потока. Это обстоятельство в совокупности с низкими давлениями кипения в испарителях, относительно высокими давлениями в конденсаторах и неблагоприятными теплофизическими свойствами хладагентов приводит к малым значениям коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи в испарителях и конденсаторах. В итоге эти аппараты работают при малых плотностях теплового потока ($1\text{--}10\text{ кВт/м}^2$). В этом заключается специфическое отличие процессов теплопередачи в холодильных аппаратах от подобных процессов в теплоэнергетических.

Изучение и интенсификация процессов теплопередачи в холодильных аппаратах, так же как и отыскание их наиболее совершенных конструктивных форм, являются актуальнейшими задачами холодильной техники.

Все сказанное по поводу аппаратов холодильной машины в равной степени относится к тепловым насосам.

1.2. ТИПЫ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

До настоящего времени в холодильных установках в подавляющем большинстве применяются аппараты рекуперативного (поверхностного) типа. Исключение составляют контактные воздухоохладители, охлаждаемые хладоносителем, а также контактные испарители и конденсаторы, применяющиеся для хладагентов, не растворяющихся в воде и хладоносителях. Однако первые получили применение лишь в технике кондиционирования воздуха, а вторые вообще пока не получили распространения.

Подробное описание конструкций аппаратов, особенностей теплообмена и методики расчета, а также другие данные для

аппаратов, применяющихся в настоящее время или перспективных для применения в будущем, приводятся в последующих главах.

Рассмотрим некоторые общие сведения, относящиеся к аппаратам различных конструктивных типов.

Еще в начале тридцатых годов в холодильной технике начали применять аппараты, основными принципами для конструирования которых были следующие: 1) повышение скорости протекания рассола и охлаждающей воды; 2) хороший отвод конденсата от теплопередающей поверхности в конденсаторе и полное ее затопление жидкостью в испарителе. К ним относятся два типа испарителей: вертикально-трубные, погруженные в открытые прямоугольные баки с циркуляцией рассола мешалками, и кожухотрубные с протеканием рассола в трубах и кипением хладагента в межтрубном пространстве (рис. 1.2, а), которые в настоящее время наиболее распространены, хотя и имеют определенные недостатки. При охлаждении воды с отрицательными температурами кипения хладагента возможно ее замерзание в трубах, приводящее к их разрыву и выходу из строя аппарата. Объем межтрубного пространства значительно больше объема труб, поэтому для заполнения испарителя требуется большое количество хладагента. Этот недостаток стал особенно заметным, когда кроме дешевого аммиака в холодильных машинах начали применять более дорогие фреоны. В связи с этим в последнее время для охлаждения воды и рассола в холодильных машинах, использующих R12 и R22, получили распространение кожухотрубные испарители с кипением хладагента в трубах и протеканием хладагента в межтрубном пространстве (рис. 1.2, б). Уменьшение наружного коэффициента теплоотдачи из-за меньших скоростей рассола иногда компенсируется наружным оребрением труб. Вследствие сравнительно невысоких значений коэффициентов теплоотдачи при кипении R12 и R22 в этих испарителях применяется внутреннее оребрение, обычно в виде звездообразных вставок. В кожухотрубных испарителях с межтрубным кипением R12 и R22 (а также в кожухотрубных конденсаторах) по этой же причине широко применяется наружное оребрение труб.

Погружные испарители применяются до сих пор, только в них по технологическим соображениям вертикальные трубы заменены панелями, отштампованными из стального листа (рис. 1.2, в). Применение этих испарителей ограничивается, однако, необходимостью иметь открытую систему циркуляции хладоносителя, неудобную в эксплуатации.

Развитие конденсаторов с начала тридцатых годов шло по пути интенсификации теплообмена и экономии воды. В настоящее время широко применяются горизонтальные (рис. 1.2, а) и несколько реже вертикальные (рис. 1.2, в) кожухотрубные конденсаторы водяного охлаждения с конденсацией хладагента в межтрубном пространстве. Получают распространение испарительные

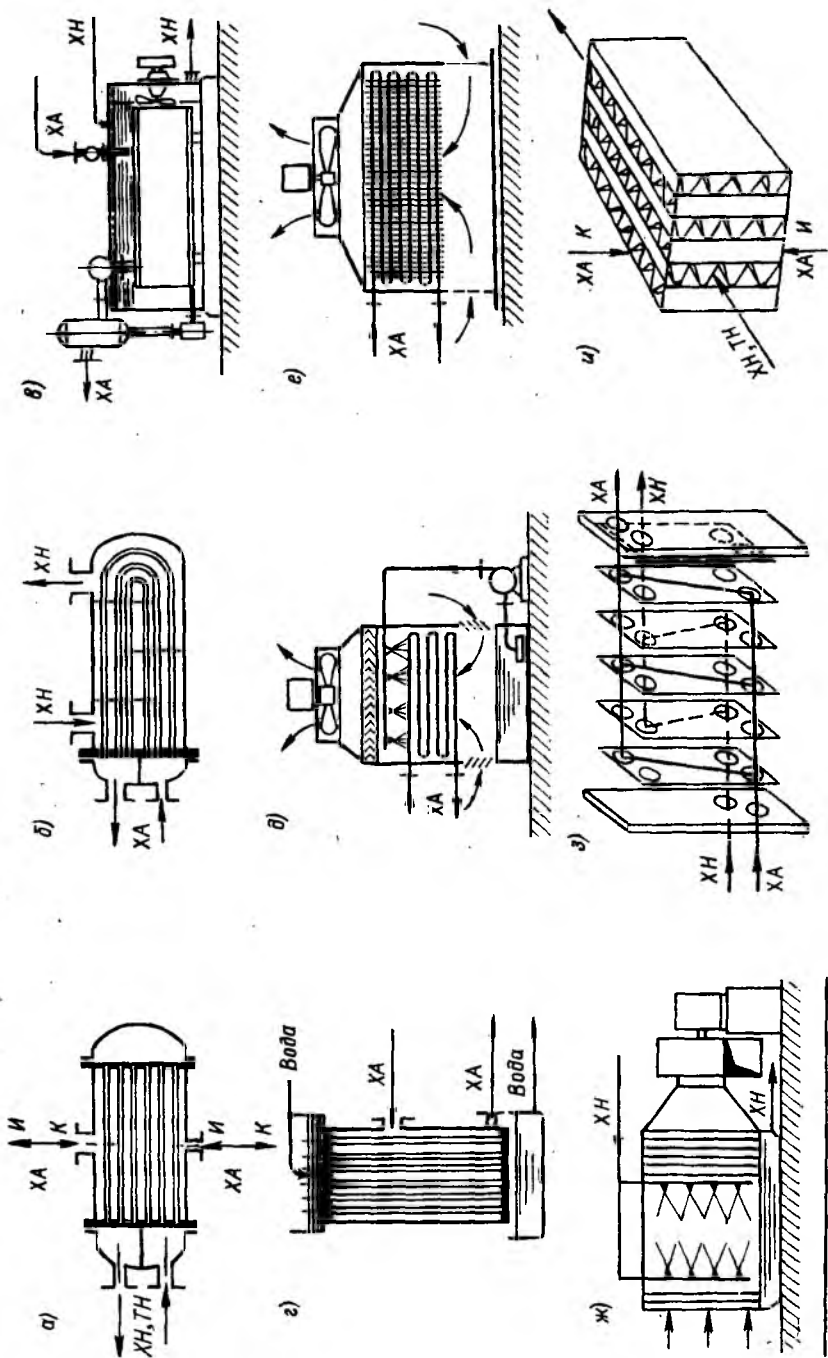


Рис. 1.2. Конструктивные типы теплообменных аппаратов холодильных машин:
ХН — хладагент; ТН — теплоноситель; ХА — хладагент

(рис. 1.2, д) и воздушные конденсаторы (рис. 1.2, е) с конденсацией хладагента внутри труб. По стоимости эксплуатации испарительные конденсаторы оказываются примерно равноценными горизонтальным кожухотрубным аппаратам, использующим оборотную воду, охлаждаемую в интенсивных пленочных градирнях.

В последнее время в связи с острой нехваткой воды во многих городах как в СССР, так и за рубежом, более широко начали применять конденсаторы воздушного охлаждения не только малых, но и самых больших размеров (производительностью несколько тысяч киловатт). Применение конденсаторов с воздушным охлаждением позволяет избежать расхода воды, однако ставит новые проблемы, в частности борьбу с шумом при расположении больших холодильных установок в черте города.

Одним из путей интенсификации холодильной аппаратуры является применение труб меньшего диаметра. В настоящее время вместо труб с условным проходом 50 мм в кожухотрубных аппаратах применяют трубы диаметром 13—20 мм, что помимо повышения интенсивности теплообмена при протекании в них воды и рассола позволяет увеличить компактность аппаратов, уменьшить их массу и количество заряжаемого в них хладагента.

Вторым путем является повышение скоростей рассола, охлаждающей воды и воздуха при прохождении их через аппарат. До известного предела увеличение мощности, потребляемой соответствующим насосом или вентилятором, компенсируется снижением удельной мощности компрессора вследствие уменьшения внешней необратимости. Однако при дальнейшем повышении скоростей общая потребляемая мощность увеличивается и этот путь интенсификации делается невыгодным. Подсчитанные из энергетических условий величины оптимальных скоростей приводятся в соответствующих разделах книги.

Теплообменные аппараты, служащие для охлаждения холодильных камер, также развивались в сторону интенсификации теплопередачи, увеличения компактности, уменьшения металлоемкости. Диаметр и толщина стенки труб, используемых в камерных приборах, уменьшились с $57 \times 3,5$ мм до $38 \times 2,5$ мм. Вместо гладкотрубных охлаждающих батарей применяются ребристые, толщина ребер уменьшилась с 1 до 0,8 мм, шаг с 35,6 до 30—20 мм.

В последнее время в камерных приборах в качестве хладоносителя вместо рассола используют хладагент (батарей непосредственного испарения), что дает значительное снижение капитальных затрат и эксплуатационных расходов. Наряду с этим батарейное охлаждение все более уступает место воздухоохлаждателям, выполняемым из оребренных труб. Воздушное охлаждение холодильных камер позволяет получить более равномерное распределение температуры и влажности воздуха по их объему. Влияние повышенной подвижности воздуха на усушку продуктов не имеет значения для расфасованных продуктов в упаковке, получающей все более широкое распространение.

Отмеченная выше тенденция к созданию более компактных поверхностей применима и к воздухоохладителям. Для воздухоохладителей холодильных камер сейчас применяются трубы с условным проходом 20 мм вместо ранее применявшихся труб с проходом 50 и 32 мм. Шаг ребер сократился с 35 до 10—15 мм. Применение труб малых диаметров с небольшим шагом ребер позволило значительно сократить габаритные размеры, металлоемкость аппаратов, а также потребное для их заполнения количество хладагента. Однако нормальная эксплуатация таких воздухоохладителей невозможна без автоматизации их оттаивания.

В воздухоохладителях кондиционеров, на поверхности которых не образуется иней, применяются шаги ребер до 2 мм. В крупных централизованных установках кондиционирования воздуха используются контактные форсуночные (рис. 1.2, ж) и пленочные воздухоохладители с холодной водой.

Применявшиеся в тридцатые годы контактные рассольные воздухоохладители с кольцами Рашига в настоящее время полностью вытеснены ребристыми воздухоохладителями непосредственного охлаждения. Однако в будущем не исключена возможность возрождения контактных воздухоохладителей, но уже на новой технической базе с применением гидрофобных незамерзающих жидкостей и капиллярных пленочных оросительных насадок, используемых сейчас в вентиляторных градирнях.

Во всех перечисленных выше аппаратах (кроме погружного панельного испарителя) теплопередающая поверхность выполнена из дорогих цельнотянутых труб. Весьма перспективными являются конструкции аппаратов, в которых поверхность образуется более дешевыми металлическими листами. Такие конструкции широко применяются в пищевой и молочной промышленности, в энергетике, химии, ядерных установках и т. д. Перенос передового опыта этих областей техники на холодильное аппаратостроение представляет большой интерес.

Пластинчатые теплообменные аппараты (рис. 1.2, з) обычно выполняются из отдельных штампованных пластин, стянутых на прокладках болтами в единый пакет. Эта конструкция обладает большой интенсивностью теплообмена и как следствие этого — компактностью. Принцип разборности очень удобен в тех случаях, когда при эксплуатации их требуется частая очистка поверхности от загрязнений. Однако разборная конструкция вряд ли пригодна для герметичных холодильных установок, заполненных довольно дорогим хладагентом. Вероятно, при применении пластинчатых аппаратов в холодильной технике отдельные пластины надо наглухо сваривать между собой. Достоинством такой сварной конструкции является компактность, небольшая стоимость и малая металлоемкость. Главный недостаток — затрудненность удаления загрязнений — можно устранить применением химической очистки.

Преимуществами пластинчатых аппаратов в еще большей степени обладают пластинчато-ребристые аппараты (рис. 1.2, и). Наличие вторичной поверхности теплообмена — насадки между основными пластинами — позволяет выполнять их из тонких листов без ущерба для прочности аппарата. Пластинчато-ребристые аппараты обладают весьма высокой компактностью. Они с успехом могут применяться для теплообмена между однофазными средами, а также как испарители или конденсаторы. Недостатком такого типа аппаратов является сложность их технологического изготовления, а также недоступность для механической очистки. В настоящее время предусмотрено использование в холодильной технике пластинчато-ребристых аппаратов только в качестве воздушных конденсаторов малых холодильных установок.

1.3. ХЛАДАГЕНТЫ И ХЛАДОНОСИТЕЛИ

Хладагенты. В настоящее время наиболее распространенными хладагентами являются: аммиак ($R717$) и $R12$, $R13$, $R22$, $R502$ в поршневых машинах; $R11$, $R12$, $R113$, $R114$, $RC318$, пропан и аммиак — в турбокомпрессорных машинах. В отдельных случаях находят применение и другие хладагенты, например $R12B1$, $R13B1$, $R14$, $R21$, $R142$ и др. В табл. 1.1 приведены некоторые из основных физических свойств наиболее распространенных хладагентов.

Подробная характеристика термодинамических, физических, химических и других свойств хладагентов, а также требования, которыми нужно руководствоваться при их выборе, приведены в специальной литературе [4, 58, 63]. Здесь кратко остановимся только на тех вопросах, которые имеют непосредственное отношение к работе теплообменных холодильных аппаратов.

Для интенсивного теплообмена в испарителе хладагент должен иметь возможно большие значения теплопроводности, плотности насыщенных пара и жидкости, теплоты парообразования и наименьшие поверхностное натяжение и вязкость. Для интенсивного теплообмена в конденсаторе хладагент должен иметь высокую теплопроводность и плотность жидкости, теплоту парообразования и низкий коэффициент вязкости. В качестве общей характеристики свойств в этих случаях могут быть выбраны критические параметры (температура $T_{кр}$ и давление $p_{кр}$) и молекулярная масса M . Теплоотдача при кипении и конденсации увеличивается при прочих равных условиях с уменьшением $T_{кр}$ и M и уменьшается с ростом $p_{кр}$ при кипении и понижением $p_{кр}$ при конденсации. Интенсивность теплоотдачи в теплообменниках возрастает с увеличением теплопроводности, теплоемкости и плотности и уменьшением вязкости хладагента.

При оценке и сопоставлении интенсивности теплоотдачи различных рабочих веществ в холодильных аппаратах необходимо

Основные свойства хладагентов

Химические названия	Химическая формула	Цифровое обозначение	Молекулярная масса	Нормальная температура насыщения, °C ($p = 0,101 \text{ МПа}$)	Температура закипания, °C	Критические параметры		
						$t_{кр}, ^\circ\text{C}$	$p_{кр}, \text{МПа}$	$\rho_{кр}, \text{кг/м}^3$
Вода	H_2O	R718	18,02	100,0	0	374,12	22,120	317,8
Аммиак	NH_3	R717	17,03	-33,35	-77,7	132,40	11,397	229,1
Фтортрихлорметан	CFCl_3	R11	137,37	23,65	-111,0	198,00	4,370	570,2
Дифтордихлорметан	CF_2Cl_2	R12	120,91	-29,74	-185,9	112,00	4,119	579,1
Дифторхлорбромметан	CF_2ClBr	R12B1	165,36	-3,83	-80,0	153,70	4,252	741,0
Трифторхлорметан	CF_3Cl	R13	104,46	-81,59	-180,0	28,75	3,868	598,9
Трифторбромметан	CF_3Br	R13B1	148,91	-57,77	-143,2	66,90	3,946	770,0
Тетрафторметан	CF_4	R14	88,00	-128,02	-184,0	-45,65	3,745	629,7
Фтордихлорметан	CHFCl_2	R21	102,92	8,73	-135,0	178,50	5,173	527,9
Дифторхлорметан	CHF_2Cl	R22	86,47	-40,81	-180,0	96,13	4,990	537,2
1,1,2-трифтортрихлорэтан	$\text{C}_2\text{F}_5\text{Cl}_3$	R113	187,38	46,82	-35,0	214,00	3,389	607,6
1, 2-тетрафтордихлорэтан	$\text{C}_2\text{F}_4\text{Cl}_2$	R114	170,92	3,63	-93,9	145,70	3,333	623,0
1-хлор-1,1-дифторэтан	$\text{C}_2\text{H}_3\text{F}_5\text{Cl}$	R142a	100,49	-9,20	-138,0	136,45	4,138	459,0
Этан	C_2H_6	R170	30,07	-88,53	-183,3	32,27	4,934	213,8
Пропан	C_3H_8	R290	44,10	-41,97	-187,7	96,81	4,269	225,4
Октофторциклобутан	C_4F_8	R318	200,04	-5,97	-40,2	115,32	2,780	547,9
Азеотропная смесь R22 и R115	$\text{CHF}_2\text{Cl} + \text{C}_2\text{F}_5\text{Cl}$	R502	111,63	-45,62	—	82,16	4,010	571,7

иметь в виду следующее. Критические давления различных фреонов в 4—8 раз меньше, чем у воды, теплота парообразования примерно в 10—20 раз, а коэффициент теплопроводности, поверхностное натяжение, теплоемкость и кинематическая вязкость жидкости в 3—8 раза меньше, чем у воды. У аммиака теплота парообразования больше, чем у фреонов, примерно в 6—12 раз, поверхностное натяжение — в 1,5—4 раза, теплопроводность — в 4—8 раз.

В холодильных машинах с поршневыми компрессорами в аппараты вместе с хладагентом попадает масло, действие которого необходимо учитывать при расчете аппарата. Для фреонов, растворяющих масло, его влияние сказывается как на их термодинамических и теплофизических свойствах раствора, так и на условиях теплообмена при кипении и конденсации. Сведения о растворимости масла во фреонах и свойствах фреономасляных смесей приведены в работах [36, 63]. Известные из литературы данные о теплообмене этих смесей при кипении и конденсации рассмотрены в гл. 2, 4 и 5.

При выборе материалов для аппаратов необходимо учитывать их взаимодействие с хладагентами. Материалы должны быть инертны к хладагентам и их смесям с маслом. При этом необходимо учитывать следующие свойства хладагентов: аммиак разъедает в присутствии влаги медь, цинк, бронзу и другие медные сплавы, к стали — инертен; пропан нейтрален к воде и инертен ко всем металлам; фреоны в обезвоженном состоянии инертны ко всем металлам (за исключением сплавов с содержанием $Mg \geq 2\%$ в области температур, характерных для холодильной техники; для R14, R22 и R114 можно применять алюминий и его сплавы без твердометаллических присадок; обезвоженные R11, R21 и R113 вступают в реакцию с алюминием и его сплавами).

Фреономасляные растворы химически взаимодействуют с медными трубопроводами и другими деталями и вызывают переход меди в раствор и последующее отложение ее на стальных шлифованных поверхностях. Однако это не имеет существенного значения для эксплуатации аппаратов.

Во фреоновых рассольных испарителях со стальными решетками и медными теплообменными трубами во избежание коррозии необходимо устанавливать цинковые протекторы.

К конструкции теплообменных аппаратов, также как и ко всем остальным элементам холодильной машины, предъявляются повышенные требования в отношении герметичности. Это обусловлено либо вредностью холодильного агента (аммиака), либо его высокой стоимостью (фреона). Следует также отметить сложность герметизации аппаратов в связи с очень высокой текучестью фреонов, которые способны проникнуть даже через поры металла. Величина текучести обратно пропорциональна квадратному корню из молекулярной массы хладагента.

Хладоносители. Выбор хладоносителя является в известной степени произвольным. Однако при этом приходится исходить из некоторых общих требований. Естественно, что температура затвердевания (замерзания) хладоносителя должна быть ниже температуры кипения (обычно на 5—8 °C). Теплофизические свойства должны обеспечивать наилучший теплообмен и наименьшие потери давления в аппарате, т. е. хладоноситель должен иметь высокую теплопроводность, плотность и теплоемкость и низкую вязкость. Хладоноситель должен быть негорючим, нетоксичным, невзрывоопасным и химически нейтральным по отношению к материалам, из которых сделаны аппараты и трубопроводы. Весьма важным требованием является также низкая стоимость и доступность получения хладоносителя.

Применяющиеся в настоящее время хладоносители могут быть разделены на следующие группы.

1. Вода, которая может быть использована при температурах кипения выше 0 °C, например в установках кондиционирования воздуха. Этот хладоноситель обладает наиболее благоприятными теплофизическими свойствами, он наиболее дешевый и общедоступный.

2. Водные растворы солей NaCl , CaCl_2 и более редко используемого MgCl_2 . Эти хладоносители имеют температуру замерзания от 0 до —55 °C.

3. Водные растворы органических веществ, имеющие температуру замерзания от 0 до —55 °C. К ним относятся: метанол и этанол (метиловый и этиловый спирты), этиленгликоль, пропиленгликоль, глицерин и др.

4. Хладагенты, которые имеют нормальную температуру кипения выше температуры окружающей среды, т. е. в обычных условиях (при атмосферном давлении) находятся в состоянии ненасыщенной жидкости. К ним относятся R11 (см. табл. 1.1), а также R30, температуры насыщения и затвердевания которого соответственно равны 40 и —97 °C, и др. Сравнение теплофизических свойств некоторых хладоносителей дано в табл. 1.2.

Температура замерзания $t_{\text{зам}}$ водных растворов солей, называемых также рассолами, и органических веществ зависит от их концентрации. Эта зависимость для некоторых растворов представлена на рис. 1.3. Нетрудно видеть, что с увеличением массовой концентрации соли или органического вещества в растворе $t_{\text{зам}}$ понижается до температуры эвтектической точки. Эта температура является наинизшей температурой замерзания данного раствора (t_{min}). Дальнейшее увеличение концентрации приводит к повышению $t_{\text{зам}}$. Концентрацию раствора, применяющегося в качестве хладоносителя, следует выбирать такой, чтобы температура его затвердевания была лишь на несколько градусов ниже наинизшей в рассматриваемых конкретных условиях температуры кипения. Повышение концентрации не только удорожает хладоноситель из-за увеличения содержащейся в нем соли (или органического

Сравнение теплофизических свойств различных хладоносителей

Хладоноситель	Температура t , °C	Плотность ρ , кг/м ³	Массовая теплосемкость c , кДж/(кг·К)	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·К)	Кинематический коэффициент вязкости ν , 10 ⁴ м ² /с	Коэффициент температуропроводности a , 10 ⁴ м ² /с	Число Прандтля Pr	Кристаллическая температура замерзания $t_{пл}$, °C	Диаметр трубопровода $d_{вн}$, мм
Вода	0	1000	4,212	0,56	1,79	0,132	13,5	0,0	94
Рассол NaCl	-10	1135	3,312	0,528	4,02	0,136	29,5	-21,2	97
Рассол CaCl ₂	-30	1290	2,700	0,491	14,90	0,143	103,5	-55,0	101
Раствор этиленгликоля	-20	1070	3,26	0,43	16,95	0,123	137,8	-48,0	102
Дихлорметан (R30)	-30	1374	1,11	0,165	0,55	0,108	5,1	-96,7	155
Аммиак	-30	677,8	4,47	0,549	0,37	0,181	2,0	-77,7	111

* При холодопроизводительности $Q_0 = 100$ кВт, разности температур рассола $\Delta t_s = 3,5$ К, скорости рассола $w_s = 1$ м/с.

вещества), но и увеличивает вязкость и уменьшает теплопроводность и теплоемкость раствора, что ухудшает теплообмен и увеличивает гидравлические сопротивления.

Наиболее широкое распространение в холодильных установках среднего температурного уровня (температуры кипения от -5 до -45 °C) получили рассолы. Существенным недостатком рассолов является их корродирующее воздействие на сталь. Для устранения этого недостатка в рассолы добавляют специальные вещества — ингибиторы. Рассол CaCl₂ со специальным ингибитором был разработан во ВНИКТИхолодпроме. Он носит название «Кальтозин». Применение кальтозина позволяет снизить коррозию стали в 4—5 раз.

Весьма важной задачей, с позиции повышения тепловой эффективности аппаратов, является отыскание хладоносителей, обладающих благоприятными теплофизическими свойствами, особенно при температурах кипения ниже -30 °C.

Перспективным с этой точки зрения является дихлорметан R30, вязкость которого в несколько раз меньше вяз-

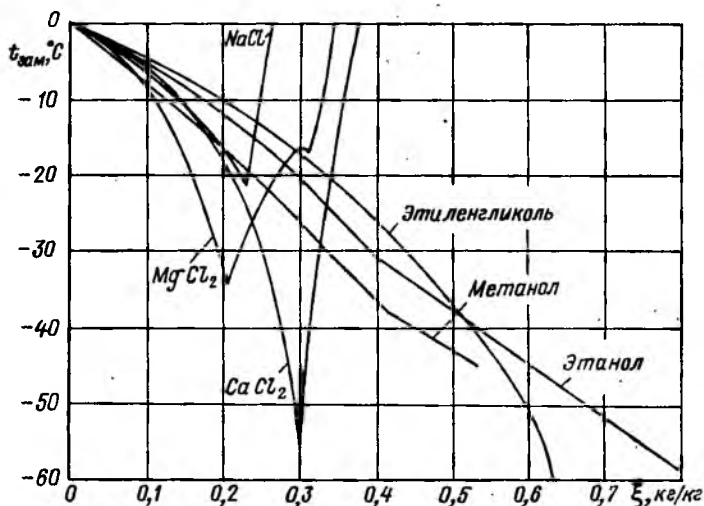


Рис. 1.3. Зависимость температуры замерзания от концентрации растворов, применяемых в качестве хладоносителей

кости рассолов. Выполненное К. Д. Каном сопоставление раствора CaCl_2 и R30 показало, что при $t_0 = -40^\circ\text{C}$ и равной холодопроизводительности площадь поверхности испарителя в первом случае примерно в 3 раза больше, чем во втором (при скорости хладоносителя $w = 1$ м/с). Следует отметить, что диаметр магистральных трубопроводов в случае применения R30 оказывается в 1,5 раза больше, чем для CaCl_2 . В низкотемпературных установках кроме хлорфторзамещенных углеводородов применяют также растворы этиленгликоля.

Теплофизические свойства наиболее распространенных рассолов и R30 приведены в работе [3].

Глава 2

КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ ТЕПЛООБМЕНА. ФОРМУЛЫ ДЛЯ РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛООТДАЧИ

Теория теплообмена однофазных сред изложена в соответствующей литературе [32, 37, 43]. Здесь приведены лишь основные сведения по этому вопросу и расчетные формулы для определения коэффициента теплоотдачи. Процессы теплообмена при кипении и конденсации хладагентов в аппаратах холодильных установок имеют свои особенности и рассматриваются более

подробно с использованием данных новейших отечественных и зарубежных исследований.

В уравнениях подобия, описывающих теплоотдачу однофазных сред, в качестве определяющей температуры, по которой находятся теплофизические свойства среды, может служить средняя температура жидкости $t_{ж}$, температура поверхности нагрева стенки $t_{ст}$ либо средняя между ними, обычно $t_m = 0,5 (t_{ж} + t_{ст})$.

2.1. ТЕПЛООБМЕН ПРИ СВОБОДНОМ ДВИЖЕНИИ

Свободное движение вызывается различием плотностей холодных и горячих частиц среды, возникающим из-за разности температур между средой и стенкой аппарата. Определяющим критерием подобия в этом случае является критерий Релея Ra

$$Ra = GrPr = g\beta l_0^3 / (\nu\alpha),$$

определяемым — критерий Нуссельта $Nu = \alpha l_0 / \lambda$.

Общий вид уравнения подобия для свободного движения

$$Nu = C Ra^n (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}.$$

В приведенных соотношениях обозначены: g — ускорение свободного падения; θ — разность температур (температурный напор) между средой и стенкой аппарата; α — коэффициент теплоотдачи от среды к стенке; β — коэффициент объемного расширения; l_0 — определяющий размер; C — постоянный множитель.

Определяющий размер: для горизонтальной трубы $l_0 = d_{н}$, для вертикальной стенки и трубы $l_0 = H$ (высота), для горизонтальной стенки — меньшая сторона. Определяющей температурой служит температура жидкости ($t_{ж}$) вдали от поверхности теплообмена.

Отношение $(Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}$ учитывает влияние направления теплового потока (нагревание или охлаждение) на теплоотдачу для капельных жидкостей. Для газов это влияние учитывается введением в уравнение подобия множителя $f(T_{ж}/T_{ст})$, называемого температурным фактором. В теплообменных аппаратах холодильных установок различие между температурами $t_{ж}$ и $t_{ст}$ невелико, поэтому можно принимать: $(Pr_{ж}/Pr_{ст}) \approx 1$, $f(T_{ж}/T_{ст}) \approx 1$. Рекомендуются ниже расчетные уравнения учитывают это обстоятельство.

В зависимости от величины Ra режим движения жидкости в пограничном слое может быть ламинарным, переходным или турбулентным.

При свободном ламинарном движении у горизонтальной трубы для расчета среднего коэффициента теплоотдачи может быть применено уравнение И. М. Михеевой [43]:

$$Nu_{ж} = 0,50 Ra_{ж}^{1/4}, \quad (2.1)$$

которое получено на основании обобщения опытов с жидкостями при $10^3 < Ra < 10^5$ и $Pr = 0,7 \div 30\,000$. Для воздуха формула (2.1) может быть упрощена и представлена в виде

$$Nu = 0,47Gr^{1/4}.$$

В вертикальном ряду горизонтальных труб (для настенной гладкотрубной батареи) α увеличивается примерно на 3,5—4 % для каждой следующей по высоте трубы при $S/d_n > 2,5$ и уменьшается на такую же величину при $S/d_n < 2,5$ по сравнению с рассчитанным значением для одиночной трубы (S — шаг труб по вертикали).

Для свободного движения вдоль вертикальных труб и стенок в диапазоне $0,7 < Pr < 3000$:

при ламинарном пограничном слое ($10^3 < Ra < 10^5$)

$$Nu_{\text{ж}} = 0,76Ra_{\text{ж}}^{1/4}; \quad (2.2)$$

при турбулентном ($Ra > 6 \cdot 10^{10}$)

$$Nu_{\text{ж}} = 0,15Ra_{\text{ж}}^{1/3}. \quad (2.3)$$

Во втором случае коэффициент теплоотдачи не зависит от линейного размера.

При переходном режиме ($10^3 < Ra < 6 \cdot 10^{10}$) значения коэффициентов теплоотдачи лежат в пределах от $\alpha_{\text{л}}$ (для ламинарного течения) до $\alpha_{\text{т}}$ (для турбулентного течения). Приближенно они могут быть рассчитаны по формуле (2.3).

Заметим, что при $Ra > 10^5$ на стенке или трубе имеется начальный участок длиной $H_{\text{кр}}$ с ламинарным пограничным слоем и участок длиной $(H - H_{\text{кр}})$ с турбулентным пограничным слоем. Поэтому более точно средний коэффициент теплоотдачи в этих случаях можно рассчитать по формуле [54]

$$\bar{\alpha} = (\alpha_{\text{л}} H_{\text{кр}} / H) + \alpha_{\text{т}} (1 - H_{\text{кр}} / H),$$

где H — полная длина (высота) стенки или трубы; $\alpha_{\text{л}}$ — коэффициент теплоотдачи, соответствующий ламинарному пограничному слою [определяется по уравнению (2.2)], $\alpha_{\text{т}}$ — турбулентному пограничному слою [по уравнению (2.3)].

Величина $H_{\text{кр}}$ определяется из условия

$$H_{\text{кр}} = [10^9 \nu a / (g \beta \theta)]^{1/3}.$$

Для горизонтальной пластины, обращенной греющей поверхностью вверх, $\alpha_{\text{гор}} = \alpha_{\text{верт}}$; для пластины, обращенной греющей поверхностью вниз, $\alpha_{\text{гор}} = 0,5 \alpha_{\text{верт}}$. Здесь $\alpha_{\text{верт}}$ рассчитывается по формуле (2.2) при этом определяющим размером является меньшая сторона пластины [54].

Для воздуха и других газов, у которых $Pr_{\text{ж}} \approx 0,7$, уравнения (2.2) и (2.3) упрощаются и соответственно принимают вид:

$$Nu = 0,70Gr^{1/4}; \quad Nu = 0,14Gr^{1/3}.$$

Таблица 2.1

Значения коэффициентов A_1 , A_2 и A_3

Коэффициент	Воздух при t , °C					Вода при t , °C		
	-50	-20	0	20	50	0	20	40
A_1	1,38	1,34	1,31	1,26	1,22	65	103,5	137
A_2	2,08	2,00	1,98	1,88	1,84	96,5	155	207
A_3	2,15	2,02	1,87	1,74	1,64	114	220	326

С помощью уравнений (2.1)–(2.3) можно получить размерные формулы для определения среднего коэффициента теплоотдачи α [Вт/(м²·К)]:

$$\alpha = A_1(\theta/d_m)^{1/4}; \quad \alpha = A_2(\theta/H)^{1/4}; \quad \alpha = A_3\theta^{1/3}.$$

Значения коэффициентов A_1 , A_2 и A_3 для воды и воздуха приведены в табл. 2.1.

Вокруг тонких проволок ($d = 0,2-2$ мм) при малых температурных напорах образуется неподвижная пленка обтекающего их газа. Через пленку теплота передается только путем теплопроводности и $Nu = \alpha d/\lambda = 0,5$. Этот режим течения называется пленочным.

В области $10^{-3} < Ra < 10^3$ (переходный режим от пленочного к ламинарному) расчет среднего коэффициента теплоотдачи для горизонтальных труб и проволок производится по уравнению М. А. Михеева

$$Nu_m = 1,18Ra_m^{1/8}.$$

2.2. ТЕПЛООБМЕН ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ДВИЖЕНИИ ВНУТРИ ТРУБ И КАНАЛОВ

Как известно, режим движения среды в зависимости от числа Re может быть ламинарным, турбулентным или переходным. Определяют процесс теплообмена при вынужденном турбулентном движении критерии Re и Pr , при вынужденном ламинарном — Re , Pr , Gr . Произведение $RePr$ может быть также заменено критерием Pe .

Определяющим размером в числах подобия является внутренний диаметр трубы $d_{\text{вн}}$ или эквивалентный $d_e = 4f/\Pi$, где f — площадь поперечного сечения канала, Π — периметр этого сечения.

Прямые трубы и каналы. Ламинарное течение ($Re < 2000$). Вследствие неизотермичности потока и малой скорости вынужденного ламинарного движения на теплоотдачу оказывает влияние изменение физических свойств по сечению трубы и свободное движение. При этом различают два режима ламинарного течения: 1) вязкостный, когда из-за преобладания сил вязкости над подъ-

емными влияние свободной конвекции отсутствует, а изменение вязкости по сечению трубы влияет на профиль распределения скоростей; 2) вязкостно-гравитационный, когда распределение скоростей по сечению зависит не только от изменения вязкости, но и от направления и интенсивности поперечных токов свободного движения, обусловленного разностью температур жидкости у стенки трубы и вдали от нее.

При вязкостном режиме ($Ra \leq 8 \cdot 10^5$), если длина трубы больше длины начального изотермического участка и теплообмен происходит с начала трубы, для определения коэффициента теплоотдачи может быть применено уравнение Б. С. Петухова и Е. А. Краснощекова [32]

$$Nu_m = 1,55 (Re_m Pr_m d_{\text{вн}}/l)^{1/3} (\mu_m/\mu_{\text{ст}})^{1/7} \varepsilon_l. \quad (2.4)$$

Поправка $(\mu_m/\mu_{\text{ст}})^{1/7}$ на изменение вязкости применяется лишь для капельных жидкостей. Коэффициент ε_l представляет собой поправку на гидродинамический начальный участок и может быть вычислен по формуле

$$\varepsilon_l = 0,60 \left(\frac{1}{Re} \frac{l}{d_{\text{вн}}} \right)^{-1/7} \left(1 + 2,5 \frac{l}{Re d_{\text{вн}}} \right). \quad (2.5)$$

справедливой при $l/d_{\text{вн}} < 0,1 Re$.

Формула (2.4) обобщает результаты экспериментов при $(1/Pe) \times (l/d_{\text{вн}}) < 0,01$ и $0,07 \leq \mu_m/\mu_{\text{ст}} \leq 1500$ в случае, если температура стенки незначительно изменяется по длине трубы.

Для вязкостного ламинарного течения рассолов в испарителях можно рекомендовать формулу

$$Nu_m = 1,55 \left(\frac{Re_m Pr_m}{l/d_{\text{вн}}} \right)^{1/3} \left[1 + 0,01 \left(\frac{Re_m}{l/d_{\text{вн}}} \right)^{2/3} \right]. \quad (2.6)$$

Более подробно о расчете α при вязкостном режиме см. в работе [54].

При вязкостно-гравитационном режиме ($G_r Pr > 8 \cdot 10^6$) средние коэффициенты теплоотдачи определяются из уравнения [32]

$$Nu_m = 0,15 Re_m^{0,33} Pr_m^{0,43} Gr_m^{0,1} (Pr_m/Pr_{\text{ст}})^{0,25} \varepsilon_l. \quad (2.7)$$

Коэффициент ε_l учитывает изменение теплоотдачи по длине трубы l (рис. 2.1).

Определяющим размером в уравнениях (2.4)–(2.6) является $d = d_{\text{вн}}$, в уравнении (2.7) — $d_{\text{вн}}$ или d_o .

Турбулентное течение ($Re \geq 10^4$). Для расчета α при турбулентном режиме применяется формула М. А. Михеева, полученная в результате обобщения опытов со многими жидкостями [43]:

$$Nu_m = 0,021 Re_m^{0,8} Pr_m^{0,43} (Pr_m/Pr_{\text{ст}})^{0,25} \varepsilon_l. \quad (2.8)$$

Эта формула справедлива для труб и каналов любой формы поперечного сечения — круглого, квадратного, прямоугольного,

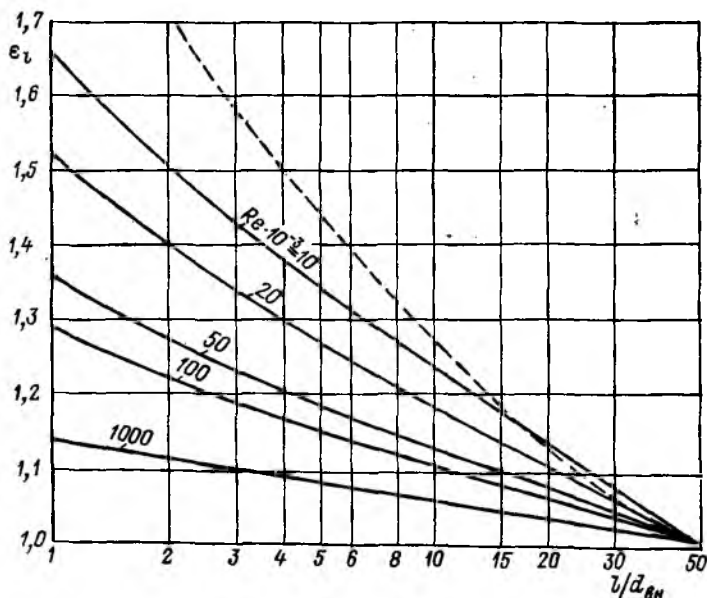


Рис. 2.1. Поправочные коэффициенты ε_l при значениях относительной длины трубы $l/d_{\text{вн}} < 50$ (при $l/d_{\text{вн}} \geq 50$ $\varepsilon_l = 1$):

— к формуле (2.8) и другим для турбулентного режима; — — — к формуле (2.7) — для вязкостно-гравитационного режима

кольцевого ($d_2/d_1 = 1 \div 5,6$), щелевого ($a/b = 1 \div 40$) и других при $Re = 10^4 \div 5 \cdot 10^8$ и $Pr = 0,6 \div 2500$.

Для воздуха выражение (2.8) упрощается:

$$Nu = 0,018 Re^{0,8} \varepsilon_l.$$

Значения ε_l в уравнении (2.8) см. на рис. 2.1. При $(Pr_{\text{ж}}/Pr_{\text{ст}}) \approx 1$ уравнение (2.8) приводится к следующему размерному виду (α , Вт/(м²·К)):

$$\alpha = B w^{0,8} \varepsilon_l / d^{0,2},$$

где B — коэффициент, зависящий от физических свойств жидкости: $d = d_{\text{вн}}$ — для трубы и d_0 — для канала.

Для воздуха в интервале температур $-50 < t < 50$ °С

$$B = 3,73 - 0,0091t + 0,0000465t^2;$$

для воды в интервале температур $0 < t < 50$ °С

$$B = 1430 + 22t.$$

Значения B для рассолов и хладагентов приведены в табл. 2.2 и 2.3.

Таблица 2.2

Значения B для рассолов

Рассол	Плотность рассола при 15 °С, кг/м³	Температура рассола, °С					
		0	-5	-10	-15	-20	-30
NaCl	1060	1410	1280	—	—	—	—
	1120	1310	1190	1070	—	—	—
	1175	1200	1065	960	865	795	—
CaCl₂	1130	1240	—	1000	—	—	—
	1200	1060	—	875	—	695	—
	1250	935	—	762	—	620	528
	1286	845	—	684	—	560	459

Таблица 2.3

Значения B для жидких хладагентов

Хладагент	Температура хладагента, °С						
	-30	-20	-10	0	10	20	30
Аммиак	2200	2235	2275	2320	2365	2390	2410
R22	786	776	764	750	734	716	695
R12	637	650	660	665	666	666	664
R11	—	—	—	570	580	586	590

Коэффициенты теплоотдачи на внутренней стенке каналов кольцевого поперечного сечения могут быть также рассчитаны по формуле [32]

$$Nu_{ж} = 0,017 Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,4} (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25} (d_2/d_1)^{0,18}, \quad (2.9)$$

полученной при $l/d_0 = 50 \div 460$ и $Pr = 0,7 \div 100$.

В ней d_1 и d_2 — внутренний и наружный диаметры кольца; характерный размер $d_0 = d_2 - d_1$.

При продольном обтекании пучка труб определение коэффициента теплоотдачи можно осуществить по уравнению (2.8), подставив в качестве определяющего размера эквивалентный диаметр d_0 межтрубного сечения канала с пучком труб диаметром $d_{ж}$ и ведя в него множитель $(d_0/d_{ж})^{0,1}$.

Переходный режим течения ($2000 < Re < 10\,000$). В этом режиме коэффициент теплоотдачи зависит от многих трудно учитываемых факторов. В частности, большое влияние оказывает перемежаемость течения, т. е. то, на какой части длины трубы течение имеет ламинарный характер, а на какой — турбулентный. Чем выше число Re и турбулентность на входе в трубу, тем на

большей ее длине существует турбулентное течение. Точное количественное описание средней теплоотдачи для переходного режима отсутствует. Очевидно, что величина $\alpha_{\text{пер}}$ находится в пределах $\alpha_{\text{л}} < \alpha_{\text{пер}} < \alpha_{\text{т}}$. Приближенно $\alpha_{\text{пер}} = \alpha_{\text{т}} \epsilon_{\text{пер}}$, где $\alpha_{\text{т}}$ — вычисляют по уравнению (2.8), а значения $\epsilon_{\text{пер}} = f(\text{Re})$ приведены ниже:

Re	2 500	3 000	4 000	5 000	6 000	8 000	10 000
$\epsilon_{\text{пер}}$	0,4	0,57	0,72	0,81	0,88	0,96	1,0

Изогнутые трубы. При движении жидкости в изогнутых трубах (коленах, отводах, змеевиках) возникает центробежный эффект, из-за которого поток жидкости отжимается к внешней стенке и в поперечном сечении возникает так называемая вторичная циркуляция, которая приводит к росту турбулентности и коэффициента теплоотдачи. С увеличением радиуса кривизны змеевика $R_{\text{зм}}$ влияние последней уменьшается и для $R_{\text{зм}} = \infty$ (прямые трубы) совсем исчезает. Вторичная циркуляция возникает при ламинарном течении в змеевике, если $\text{Re}_{\text{кр}}' < \text{Re} < \text{Re}_{\text{кр}}''$, и при турбулентном, если $\text{Re} > \text{Re}_{\text{кр}}''$. В первом случае для расчета среднего коэффициента теплоотдачи в змеевике $\alpha_{\text{зм}}$ можно применять уравнение (2.8), во втором — $\alpha_{\text{зм}} = \alpha_{\text{т}} \epsilon_{\text{зм}}$, где значения $\alpha_{\text{т}}$ рассчитываются по этому же уравнению, а величина

$$\epsilon_{\text{зм}} = 1 + 1,8 (d/R_{\text{зм}}).$$

Здесь $\text{Re}_{\text{кр}}' = 16,4/\sqrt{d/R_{\text{зм}}}$; $\text{Re}_{\text{кр}}'' = 18\,500 (d/2R_{\text{зм}})^{0,28}$, где d — внутренний диаметр трубы. Приведенные уравнения получены для винтовых змеевиков при $d/R_{\text{зм}} > 8 \cdot 10^{-4}$ [32].

2.3. ТЕПЛООБМЕН ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ ОБТЕКАНИИ ТРУБ

Для расчета аппаратов представляет интерес поперечное обтекание жидкостью пучков гладких и оребренных труб.

Гладкотрубные пучки. На рис. 2.2 схематически изображены коридорный и шахматный пучки труб и даны обозначения, принятые в приведенных ниже формулах.

Коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании труб жидкостью зависит от ее свойств, режима движения, расположения труб в пучке, относительного поперечного ($a = S_1/d_{\text{н}}$) и относительного продольного ($b = S_2/d_{\text{н}}$) шага пучка.

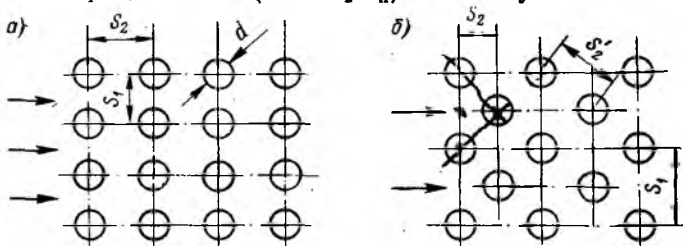


Рис. 2.2. Расположение труб в пучке: а — коридорное; б — шахматное

Величины C , m и n в формуле (2.10)

Режим течения	Коридорные пучки			Шахматные пучки			
	C	m	n	C	m	n	a/b
Ламинарный $Re = 10^2 \div 10^3$	0,52	0,50	0,36	0,71	0,5	0,36	—
Смешанный $Re = 1 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^5$	0,27	0,63	0,36	$0,35 (a/b)^{0,2}$	0,6	0,36	< 2
Турбулентный $Re > 2 \cdot 10^5$	0,033	0,8	0,4	$0,031 (a/b)^{0,2}$	0,8	0,4	> 2

На основании ряда исследований А. А. Жукаускас [21] установил закономерности процесса и рекомендовал расчетные формулы для гладкотрубных пучков, обоснованные опытами в интервале $Re = 30 \div 1,2$ млн. и $Pr = 0,71 \div 500$. Испытанные коридорные пучки имели a и b в пределах $1 \div 2,6$, а их отношение $a/b = 0,6 \div 2,4$. Шахматные пучки имели $a = 1 \div 2,6$ и $b = 0,9 \div 4$; $a/b = 0,33 \div 2,8$.

Средний коэффициент теплоотдачи глубинных рядов пучка, а также всего многорядного пучка характеризуется уравнением

$$Nu_{ж} = C Re_{ж}^m Pr_{ж}^n (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}, \quad (2.10)$$

в котором определяющим размером является наружный диаметр трубы, определяющей температурой — температура набегающего потока жидкости, расчетной скоростью — скорость в наименьшем проходном сечении.

Величины C , m и n для различных режимов течения приведены в табл. 2.4.

Формула (2.10) применима для пучка с числом рядов в направлении потока $z \geq 20$. При $z < 20$ $\alpha_z = C_z \alpha_{z \geq 20}$, где $\alpha_{z \geq 20}$ определяется по формуле (2.10), а C_z — по графику, приведенному на рис. 2.3.

Пучки оребренных труб. Аппараты холодильных машин очень часто выполняются в виде пучков оребренных труб, обтекаемых воздухом (воздухоохладители, воздушные конденсаторы)

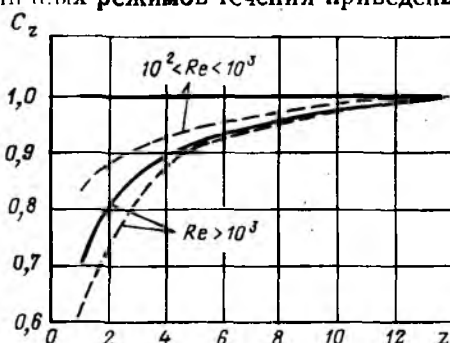


Рис. 2.3. Поправочный коэффициент C_z на число рядов при расчете теплоотдачи гладкотрубных пучков:

— коридорный пучок; - - - шахматный

Таблица 2.5

Величины C , C' и m
в уравнениях (2.11) и (2.12)

Расположение труб в пучке	C	C'	m
Шахматное	0,36	0,32	0,5
Коридорное	0,20	0,18	0,7

или паром холодильного агента (регенеративные теплообменники).

Условия конвективного теплообмена между рабочей жидкостью и оребренными трубами усложняются по сравнению с обтеканием гладких труб из-за влияния формы, размеров ребер, шага между

ребрами. Обобщенные зависимости здесь, строго говоря, могут быть получены только для геометрически подобных оребренных поверхностей. В связи с этим существует большое число формул, каждая из которых описывает конвективный теплообмен и сопротивления для определенной оребренной системы. Наиболее полная сводка таких формул приведена в работах [21, 68].

Для обтекания газовым потоком пучков труб с поперечными круглыми ребрами (ленточное и шайбовое оребрение) средние конвективные коэффициенты теплоотдачи α_n , отнесенные к полной оребренной поверхности, могут быть рассчитаны по формуле, полученной В. Ф. Юдиным [68],

$$Nu = C C_z C_\Phi Re^m Pr^{0,33}. \quad (2.11)$$

Для воздуха влиянием Pr можно пренебречь, подставив в уравнение (2.11) среднее его значение (при $0^\circ C$ $Pr = 0,707$). В этом случае

$$Nu = C' C_z C_\Phi Re^m. \quad (2.12)$$

В формулах (2.11) и (2.12) коэффициенты C и C' и показатель степени m учитывают расположение труб в пучке (табл. 2.5); коэффициент C_z — влияние числа рядов труб z вдоль потока (табл. 2.6); C_Φ — влияние взаимного расположения оребренных труб; $\Phi_n = F_{op}/F_{on}$ — наружная степень оребрения (см. гл. 3).

Таблица 2.6

Значения коэффициентов C_z в уравнениях (2.11) и (2.12)

Расположение труб в пучке	Re	Число рядов труб z			
		1	2	3	4 и более
Шахматное	12 000	0,82	0,90	0,97	1,0
	50 000	0,75	0,88	0,97	1,0
Коридорное	12 000	1,4	1,3	1,0	1,0
	30 000	1,2	1,2	1,0	1,0
	50 000	1,0	1,0	1,0	1,0

Для шахматного расположения $C_s = [(S_1 - d_n)/(S_2 - d_n)]^{0.1}$; для коридорного $C_s = [(S_1 - d_n)/(S_2 - d_n)]^{0.1}$. Показатель степени при $Re\ n = 0,6\varphi_n^{0.07}$.

В качестве характерного линейного размера в критериях Nu и Re выбран условный размер $l_{усл}$:

$$l_{усл} = (F_{мр}/F_{ор}) d_n + (F_p/F_{ор}) \sqrt{0,785 (D_p^2 - d_n^2)} = \\ = (d_n/\varphi_n) + (1 - 1/\varphi_n) \sqrt{0,785 (D_p^2 - d_n^2)},$$

где $F_{мр}$ — площадь наружной поверхности труб в промежутках между ребрами; $F_{ор} = F_{мр} + F_p$ — общая площадь наружной поверхности труб и ребер; F_p — площадь наружной поверхности ребер; D_p — наружный диаметр ребра, м; d_n — наружный диаметр трубы, м; $\varphi_n = F_{ор}/F_{мр}$ — условная наружная степень оребрения. Таким образом,

$$Nu = \alpha_n l_{усл}/\lambda; \quad Re = w l_{усл}/\nu.$$

Методика, разработанная В. Ф. Юдиным, позволяет также применять уравнения (2.11) и (2.12) для расчета гладкотрубных пучков. В этом случае $\varphi_n = 1$, $l_{усл} = d_n$.

Уравнения (2.11) и (2.12) справедливы при следующих условиях: $l_{усл} = 12 \div 178$, $\varphi_n = 1 \div 21,2$, $Re = (5 \div 370) 10^3$; $(S_1 - d_n)/(S_2 - d_n) = 0,46 \div 2,2$ — для шахматных пучков; $l_{усл} = 27 \div 178$, $\varphi_n = 1 \div 18,5$, $Re = (10 \div 370) 10^3$ — для коридорных пучков.

Определяющей температурой в форме (2.11) является средняя температура потока; скорость относится к наиболее сжатому сечению пучка.

Часто оребрение воздухоохладителей и воздушных конденсаторов выполняется в виде сплошных металлических пластин, которые пронизываются пучком труб. Толщина ребра в этом случае составляет $\delta_p = 0,2 \div 0,5$ мм, шаг ребер $S_p = 2 \div 3$ мм, шаг между трубами $S_1/d_n = S_2/d_n \cong 2$. Для коридорного лучка труб с таким пластинчатым оребрением А. А. Гоголин [26] рекомендовал следующую расчетную формулу:

$$Nu_{ж} = C Re_{ж}^n (L/d_s)^m. \quad (2.13)$$

Здесь в качестве определяющего размера принята величина эквивалентного диаметра суженного проходного сечения, определяемая соотношением

$$d_s = 2(S_1 - d_n)(S_p - \delta_p)/[(S_1 - d_n) + (S_p - \delta_p)],$$

где L — суммарная длина пластин по ходу воздуха.

Определяющей температурой является средняя температура воздуха, скорость определяется для суженного сечения канала. Величины n и m в формуле (2.13) определяются выражениями:

$$n = 0,45 + 0,0066 (L/d_s); \quad m = -0,28 + 0,08 (Re/1000); \quad C = AB,$$

где множитель $B = 1,36 - 0,24 (Re/1000)$, а значения множителя A приведены ниже:

L/d_n	5	10	20	30	40	50
A	0,412	0,326	0,201	0,125	0,080	0,0475

Формула (2.13) получена для труб диаметром $d_n = 10 \div 16$ мм при следующих значениях величин: $Re = 500 \div 2500$; $L/d_n = 4 \div 50$; $S_p/d_n = 0,18 \div 0,35$; $S_1/d_n = 2 \div 5$; $t_n = -40 \div 40$ °C; $\omega p = 2 \div 6$ кг/(м²·с).

График зависимости $\alpha_n = f(Re)$ при наиболее распространенных L/d_n приведен на рис. 6.10.

Сведения о теплоотдаче воздуха в коридорных пучках труб с пластинчатым оребрением при $S_p = 8 \div 20$ мм приведены в работе [26].

Для обтекания шахматных пучков труб с разрезными по ходу воздуха пластинчатыми ребрами (одно сплошное ребро на каждый вертикальный ряд труб) Д. М. Иоффе получил формулу

$$Nu = 0,178 Re^{0,6} (L_p/d_n)^{-0,14}.$$

Определяющий размер и определяющая температура такие же, как и в уравнении (2.13), L_p — ширина одной пластины (ребра) по ходу воздуха. Формула справедлива при следующих условиях: диаметр труб $d_n = 12 \div 22$ мм, $L_p = 24 \div 30$ мм, число труб по ходу воздуха $z = 2 \div 6$, $\omega p = 3 \div 10$ кг/(м²·с), $t_n = 25 \div 45$ °C, $S_1 = 22 \div 48$ мм, $S_p = 2 \div 5$ мм.

2.4. ТЕПЛООБМЕН В СТЕКАЮЩЕЙ ПЛЕНКЕ ЖИДКОСТИ

В вертикальных кожухотрубных и испарительных конденсаторах вода стекает по поверхности труб в виде пленки. Теплоотдача между поверхностью трубы и стекающей пленкой жидкости зависит от плотности орошения, геометрических характеристик труб, теплофизических свойств и температуры орошающей жидкости.

Определяющими критериями, отражающими влияние режима течения пленки и свойств жидкости, являются $Re_{пл} = \omega_{пл} \delta_{пл} / \nu$ и $Rg_{пл} = \nu / a$, определяемым — $Nu_{пл} = \alpha \delta_{пл} / \lambda$.

Из уравнения расхода жидкости в пленке $\Gamma = \omega_{пл} \delta_{пл} \rho$ получают $Re_{пл} = \Gamma / (\nu \rho)$, где $\omega_{пл}$ и $\delta_{пл}$ — средняя скорость и толщина пленки; ν , a , λ — свойства жидкости в пленке; Γ — линейная плотность орошения, кг/(м·с). Толщину пленки для ламинарного течения под действием сил тяжести рассчитывают по теоретической формуле Нуссельта $\delta_{пл} = [3\mu\Gamma/(g\rho^2)]^{1/3}$. При других режимах величина $\delta_{пл}$ будет иной.

Часто в качестве характерного размера принимают не $\delta_{пл}$, как это сделано в приведенных выше уравнениях, а эквивалентный диаметр пленки $d_e = 4\delta_{пл}$. Тогда:

$$Nu_{пл} = 4\alpha \delta_{пл} / \lambda; \quad Re_{пл} = 4\Gamma / (\nu \rho). \quad (2.14)$$

Некоторые авторы при обобщении опытных данных в критерий Нуссельта вместо d , подставляют величину $(v^2/g)^{1/3}$, пропорциональную толщине пленки, тогда

$$Nu_{пл} = \alpha (v^2/g)^{1/3} / \lambda. \quad (2.15)$$

Вертикальные трубы. Средний коэффициент теплоотдачи при орошении пленкой вертикальной трубы может быть рассчитан по уравнениям:

при $Re_{пл} < 2000$ (ламинарное течение)

$$Nu = 0,67 (Ga^3 Pr^3 Re_{пл})^{1/9}; \quad (2.16)$$

при $Re_{пл} > 2000$ (турбулентное течение)

$$Nu = 0,01 (Ga Pr Re_{пл})^{1/3}. \quad (2.17)$$

Здесь $Re_{пл}$ соответствует уравнению (2.14); $G = G/(\pi dz)$;

$$Ga = gH^3/v^2; \quad Nu = \alpha H/\lambda;$$

H — высота трубы; G — массовый расход жидкости, орошающей трубы аппарата, кг/с; d — диаметр орошаемой трубы, м (в вертикальном кожухотрубном конденсаторе $d = d_{пл}$); z — число труб.

Уравнение (2.17) может быть также представлено в виде:

$$Nu_{пл} = 0,01 (Re_{пл} Pr)^{1/3}, \quad (2.18)$$

где $Re_{пл}$ и $Nu_{пл}$ определяются по формулам (2.14) и (2.15).

Уравнение (2.18) получено на основании опытов с водой, стекающей по внутренней поверхности вертикальных труб с $d_{вн} = 33 \div 65$ мм. При температуре воды $10-50^\circ\text{C}$ выражение (2.18) для α [кВт/(м²·К)] приводится к виду

$$\alpha_w = (2,5 + 0,07 t_w) G^{1/3}.$$

Определяющей температурой в формулах (2.14)—(2.18) является средняя температура жидкости в пленке.

Горизонтальные трубы. Наиболее близкими к условиям работы испарительных конденсаторов являются исследования, выполненные Н. В. Товарасом и др. [60]. Был исследован шахматный пучок из 40 рядов гладких труб ($d_{вн} = 25$ мм) по высоте с расстоянием между осями труб по вертикали $2S_2 = 50$ мм. Поперечный шаг труб $S_1 = 54$ мм. Такие пучки применяются в испарительных конденсаторах ИК-125 и ИК-200. Трубы пучка со стекающей по ним пленкой воды обдувались движущимся снизу вверх воздухом. Опыты проводились при температуре воды $t_w = 5 \div 40^\circ\text{C}$, плотности орошения $G = 0,045 \div 0,22$ кг/(м·с), скорости воздуха $w_a = 0 \div 6$ м/с.

Для скорости воздуха, равной нулю, при $Re_{пл} = 120 \div 1360$ (ламинарно-волновой режим течения), $Pr = 4,3 \div 11,3$ получено уравнение

$$Nu_{пл} = 7,55 \cdot 10^{-3} Re_{пл}^{0,33} Pr^{0,61}. \quad (2.19)$$

Здесь выражения критериев соответствуют формулам (2.14) и (2.15), а $\Gamma = G/(2lz)$, где G — массовый расход воды, поступающей на эти трубы; l — длина каждой трубы; z — число параллельно орошаемых труб (по горизонтали).

Уравнение (2.19) в пределах $t_w = 10 \div 50^\circ\text{C}$ может быть представлено в следующем виде: $\alpha_w = (4 + 0,05t_w) \Gamma^{1/3}$, (α_w , кВт/(м²·К)).

Авторы работы [60] отмечают, что полученные ими коэффициенты теплоотдачи примерно на 40 % превышают данные Л. З. Семилет [56] и на 30—50 % ниже данных А. Д. Чумаченко [58].

Для определения коэффициента теплоотдачи в стекающей пленке, обдуваемой воздухом, имеющим скорость w_a , предложены уравнения:

$$Nu_{пл} = 0,011 Re_{пл}^{0,3} Pr^{0,62}$$

при $Re_a = w_a d_n / \nu_a = 3000 \div 6900$;

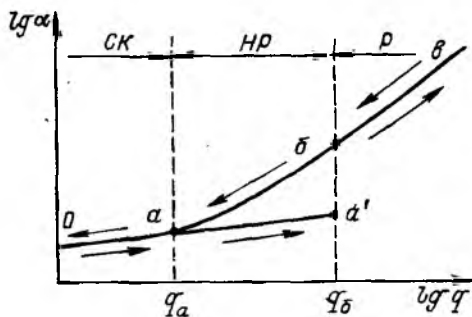
$$Nu_{пл} = 0,24 Re_{пл}^{0,3} Pr_{пл}^{0,66} Re_a^{-0,36}$$

при $Re_a = 6900 \div 8500$.

Здесь индексом _в обозначены величины, относящиеся к воздуху.

2.5. ТЕПЛОБМЕН ПРИ КИПЕНИИ ЖИДКОСТЕЙ

Как известно, кипение может быть пузырьковым и пленочным. Переход от первого режима кипения ко второму характеризуется критической плотностью теплового потока $q_{кр1}$. Испарители холодильных машин работают при плотностях теплового потока, на 1,5—2 порядка меньших $q_{кр1}$, поэтому пленочное кипение здесь не рассматривается. В испарителях холодильных машин в зависимости от конструкции аппарата и условий протекания хладагента могут быть реализованы следующие виды кипения: 1) кипение на затопленном жидкостью пучке горизонтальных труб; 2) кипение на пучке горизонтальных труб, орошаемых жидкостью; 3) кипение внутри труб и каналов. При этом кипящая жидкость находится в насыщенном состоянии (в преобладающем числе случаев).



Для установления качественных и количественных особенностей процесса кипения, положенных в основу расчета

Рис. 2.4. Различные режимы кипения:

СК — свободная конвекция; НР — неразвитое кипение; Р — развитое пузырьковое кипение

различных испарителей, необходимо рассмотреть наиболее общий вид кипения — кипение в большом объеме. Гидродинамика процесса в этом случае определяется парообразованием, а образующийся пар свободно удаляется с поверхности нагрева.

Качественный характер зависимости коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока для хладагентов, кипящих на горизонтальной трубе, погруженной в объем жидкости для случая независимого задания q (электрообогрев), представлен на рис. 2.4.

При небольших тепловых потоках (линия oa') собственно кипение либо совсем отсутствует, либо развито слабо, в виде единичных центров на отдельных участках поверхности нагрева. В этом случае пар образуется в основном за счет испарения жидкости у горизонтальной поверхности раздела фаз. Теплоотдача здесь характеризуется теми же параметрами, что и для свободного движения жидкости. С увеличением q кипение захватывает все большую и большую площадь, интенсивность теплообмена увеличивается и при определенном $q = q_0$ наступает режим развитого кипения (линия ob).

Если процесс вести в обратном направлении, от точки b к точке a , то прекращению кипения будет соответствовать плотность теплового потока $q_a < q_0$. Наличие переходной области обусловлено своеобразным гистерезисом величины q , соответствующей началу и прекращению кипения [26, 53]. При одном и том же q температурный напор, обеспечивающий кипение при наличии зародышей (линия ba), меньше напора, необходимого для его возникновения (линия aa').

В области $aa'b$ процесс нестабилен, и коэффициенты теплоотдачи могут принимать значения от минимальных на линии aa' до максимальных на линии ba . Можно считать, что для переходной области характерен процесс неразвитого кипения, при котором коэффициент теплоотдачи зависит от свободной конвекции и от парообразования. Поскольку образование зародышей носит вероятностный характер, кипение может возникать и при любых плотностях тепловых потоков в интервале от q_a до q_0 в зависимости от конкретных условий. Поэтому точную численную величину q_0 установить трудно.

Процесс парообразования фреонов и аммиака при одинаковых p_n (или t_n) протекает по-разному. При кипении аммиака число центров парообразования значительно меньше, отрывной объем пузырей значительно больше и гистерезис проявляется сильнее, чем при кипении фреонов. Эти особенности связаны с различными теплофизическими свойствами, а также различными приведенными состояниями при одинаковых p_n или t_n рассматриваемых хладагентов.

Для фреонов — коэффициенты теплоотдачи в области свободного движения при $10^8 \geq Ra \geq 3 \cdot 10^3$ описываются уравнением подобия

$$Nu = 0,21 Ra_n^{1/3}; \quad (2.20)$$

Величины $A_{ск}$, $B_{ск}$, q_a и θ_a
для некоторых холодильных агентов

Параметры	Хладагент						p_0 , МПа
	R11	R12	R13	R21	R22	Аммиак	
$A_{ск}$ $B_{ск}$	54 201	60 231	67 268	62 242	69 270	74 217	0,1—0,4
q_a , Вт/м ²	3000 1000	2400 1000	1800 550	3100 1000	2800 1000	10 000 5 000	0,1 0,4
θ_a , °C	7,5 3,3	5,7 3,0	4,1 1,7	6,7 2,9	5,6 2,6	21,4 $d^{0,2}$ 12,3 $d^{0,2}$	0,1 0,4

для аммиака при $10^6 \geq Ra \geq 10^3$

$$Nu_s = 0,5Ra_s^{1/4}. \quad (2.21)$$

Здесь определяющей является температура насыщения $t_n = t_0$, а определяющим размером — диаметр трубы.

Выражение (2.20) приводится к размерному виду:

$$\alpha_\phi = A_{ск}^\phi q^{1/4} = B_{ск}^\phi \theta^{1/3},$$

где

$$A_{ск}^\phi = (0,21\lambda)^{3/4} [g\beta/(va)]^{1/4}; \quad B_{ск}^\phi = (A_{ск}^\phi)^{4/3} = 0,21\lambda [g\beta/(va)]^{1/3}.$$

Выражение (2.21) можно представить так:

$$\alpha_{ам} = A_{ск}^{ам} (q/d)^{1/5} = B_{ск}^{ам} (\theta/d)^{1/4},$$

где

$$A_{ск}^{ам} = (0,5\lambda)^{4/5} [g\beta/(va)]^{1/5}; \quad B_{ск}^{ам} = (A_{ск}^{ам})^{5/4} = 0,5\lambda [g\beta/(va)]^{1/4}.$$

Формулы (2.20) и (2.21) можно применять при $q < q_a$. В небольшом интервале изменения давлений значения $A_{ск}$ и $B_{ск}$ изменяются незначительно. Их численные величины, а также примерные величины q_a и соответствующие им θ_a приведены в табл. 2.7. Различие между q_a и q_0 уменьшается с повышением давления и шероховатости поверхности нагрева. Следует также отметить, что при $p_0 \approx 0,1$ МПа для R12 и R22 по опытным данным $q_0 \approx 10$ кВт/м², тогда как для аммиака его величина составляет около 50 кВт/м².

Для развитого пузырькового кипения характерно большое число действующих на поверхности нагрева центров парообразования (z , 1/м²). Поэтому особенности теплообмена при этом режиме кипения обусловлены условиями возникновения, роста и отрыва от поверхности паровых пузырей, иначе говоря, внутрен-

ними характеристиками процесса парообразования. Если рассматривать первичные факторы, определяющие интенсивность теплоотдачи при развитом пузырьковом кипении, то к ним следует отнести физические свойства жидкости, плотность теплового потока (или θ), давление (или температуру) насыщения и совокупность свойств системы жидкость—поверхность нагрева.

Из физических свойств жидкости наиболее существенное влияние на теплообмен оказывают поверхностное натяжение, теплопроводность, теплоемкость и плотность жидкости, а также объемная теплота парообразования. Физико-химические свойства пары жидкость—поверхность нагрева могут быть учтены с помощью краевого угла смачивания, механические свойства поверхности — с помощью характеристик микрошероховатости поверхности. Критериальные уравнения, обобщающие опытные данные в области развитого кипения из-за сложности, вероятностного характера процесса парообразования и недостаточности знаний, пока еще не могут учесть всех влияющих на теплообмен факторов. Они дают удовлетворительные результаты для тех пар жидкость—поверхность и в том интервале давлений, к которым относятся обобщаемые опытные данные. В частности, большое влияние на условия возникновения кипения и число действующих центров оказывает удаление рассматриваемого состояния от критического, которое можно характеризовать приведенным давлением $\pi = p_0/p_{кр}$. Чем выше π , тем больше неустойчивость кипящей жидкости и вероятность возникновения в ней паровых зародышей.

Ниже приведены расчетные рекомендации, полученные на основании опытов с хладагентами.

По данным А. В. Куприяновой (опыты с уменьшением q), для развитого кипения аммиака при $t_0 = -40 \div 20^\circ \text{C}$ [$p_0 = p_{\text{н}} = (0,78 \div 8,6) \cdot 10^5 \text{ Па}$] и $q = 23 \div 87 \text{ кВт/м}^2$

$$\alpha_{\text{рк}} = 2,2 (p_0 \cdot 10^{-5})^{0,21} q^{0,7}, \quad (2.22)$$

или $\alpha_{\text{рк}} = (3 \div 0,021 t_0) q^{0,7}$, где p_0 , Па; q , Вт/м²; α , Вт/(м²·К).

В области неразвитого кипения

$$\alpha_{\text{кр}} = \alpha_{\text{сн}} \sqrt{1 + (\alpha_{\text{рк}}/\alpha_{\text{сн}})^2}.$$

Для расчета коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{рк}}$ [Вт/(м²·К)] при развитом кипении фреонов может быть применена формула Г. Н. Даниловой, построенная с помощью теории термодинамического подобия на основании опытов со многими фреонами,

$$\alpha_{\text{рк}} = C_0 q^{0,75} f(\pi) (R_z/R_{\text{н}})^{0,2} = A q^{0,75} (R_z/R_{\text{н}})^{0,2}. \quad (2.23)$$

Величина C_0 характеризует влияние свойств вещества на теплоотдачу и определяется из выражения

$$C_0 = 550 (p_{\text{кр}} \cdot 10^{-5})^{1/4} T_{\text{кр}}^{-7/8} M^{-1/8}.$$

Т а б л и ц а 2.8

Значения $A = C_0 f(\pi)$ в уравнении (2.23)

Хладагент	$t_0, ^\circ\text{C}$						
	-100	-90	-80	-70	-60	-50	-40
R11	—	—	—	—	—	—	—
R12	—	—	—	0,617	0,641	0,678	0,734
R13	0,825	0,911	1,050	1,258	1,555	1,964	2,505
R13B1	—	0,669	0,706	0,765	0,857	0,991	1,180
R22	—	—	—	0,707	0,743	0,799	0,885
RC318	—	—	—	—	—	—	0,549
R502	—	—	0,666	0,698	0,751	0,832	0,952

Хладагент	$t_0, ^\circ\text{C}$						
	-30	-20	-10	0	10	20	
R11	—	—	—	0,561	0,597	0,647	
R12	0,816	0,930	1,084	1,285	1,543	1,865	
R13	3,204	4,087	5,185	—	—	—	
R13B1	1,436	1,774	2,206	2,747	3,414	4,224	
R22	1,008	1,178	1,408	1,707	2,090	2,569	
RC318	0,588	0,647	0,734	0,855	1,019	1,236	
R502	1,121	1,351	1,655	2,047	2,540	3,151	

Ниже приведены численные значения C_0 для некоторых хладагентов:

Хладагент	R11	R12	R13	R13B1	R22
C_0	3,5	4,2	5,22	4,51	4,74
Хладагент	R142	R113	R114	RC318	R502
C_0	4,05	3,07	3,51	3,85	4,54

Влияние давления учитывает множитель $f(\pi)$, который при $0,003 \leq \pi \leq 0,95$ можно найти из уравнения $f(\pi) = 0,14 + \left(1,6 + \frac{0,4}{1-\pi}\right) \pi$.

В выражениях (2.23) и для C_0 приняты обозначения: q — плотность теплового потока, Вт/м²; $p_{кр}$, $T_{кр}$ — критические давление (Па) и температура (К); M — молекулярная масса фреона; R_z — характеристика шероховатости данной поверхности, равная высоте неровностей в микрометрах (ГОСТ 2789—77*), для труб промышленного изготовления $R_z = 3 \div 6$ мкм; $R_{эт} = 1$ мкм — то же для эталонной поверхности; $A = C_0 f(\pi)$. Значения A для некоторых хладагентов при разных t_0 приведены в табл. 2.8.

Для кипения на трубах промышленного изготовления с учетом величины C_0 формула (2.23) может быть представлена в виде:

$$\begin{aligned} \text{для R12 } \alpha_{рк} &= 5,5q^{0,75}f(\pi); \\ \text{для R22 } \alpha_{рк} &= 6,2q^{0,75}f(\pi). \end{aligned}$$

Теплообмен при кипении на пучках труб. Условия кипения в затопленных кожухотрубных испарителях в некоторой степени приближаются к условиям большого объема. Однако здесь имеются и свои особенности. Каждый горизонтальный ряд труб (кроме самого нижнего омывается поступающей с нижерасположенных труб парожидкостной смесью. Суммарная интенсивность теплоотдачи отдельной трубы (локальная) и всего пучка в целом (средняя) зависит от двух факторов: парообразования на каждой трубе под действием подводимого от поверхности нагрева теплового потока (или θ) и взаимодействия этой поверхности с омывающей ее парожидкостной смесью. Здесь стоит отметить, что влияние двухфазного потока должно проявляться не только в отводе теплоты путем конвективного теплообмена, но и в интенсификации самого процесса парообразования [26]. В этом смысле механизм теплообмена при кипении на пучке сходен с механизмом кипения в вертикальном канале.

Для кипения на пучке возможна также градация по зонам свободной конвекции, неразвитого кипения и развитого кипения. В первой и второй зонах влияние двухфазного потока или, иначе говоря, влияние рядности положительно, т. е. теплоотдача возрастает от ряда к ряду снизу вверх. В зоне хорошо развитого кипения влияние пучка практически не сказывается, а при определенных q на верхних рядах теплоотдачи может ухудшаться, происходит так называемое «запаривание» поверхности труб.

Гладкие трубы. В условиях работы испарителей (низкие q и t_0) теплоотдача на пучках гладких труб протекает в зоне свободной конвекции и неразвитого кипения (аммиак) или в зоне неразвитого и в начале развитого кипения (фреоны).

Влияние гистерезиса для пучков проявляется в меньшей степени, чем для одиночной трубы; значения q_a и различие между q_a и q_b (рис. 2.4) уменьшаются. Величины q_a и q_b зависят от шероховатости труб, свойств жидкости и температуры кипения.

На основании экспериментов с кипением аммиака на шестирядном пучке стальных (СТЗ) гладких труб диаметром 25×3 мм, относительным шагом $S/d = 1,36$ в интервале t_0 от -20 до 10°C , q от $0,5$ до 12 кВт/м^2 получено следующее уравнение для расчета среднего коэффициента теплоотдачи пучка [27]:

$$\alpha_n = 9q^{0.6} (p_0 \cdot 10^{-5})^{0.15}.$$

Рассчитанные на основании этого уравнения коэффициенты теплоотдачи 18-рядного пучка при условии, что начиная с шестого ряда теплоотдача стабилизируется, а также опытные данные П. Хеймбаха с трехрядным пучком медных труб при $t_0 = -37 \div -0^\circ\text{C}$ и $q = 15 \div 38 \text{ кВт/м}^2$ обобщаются уравнением

$$\alpha_n = 13,6q^{0.6}.$$

В этих уравнениях p_0 , Па; q , Вт/м²; α , Вт/(м²·К).

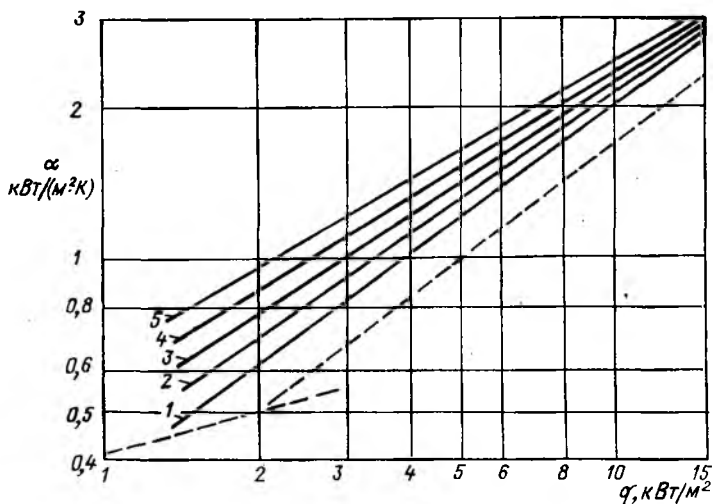


Рис. 2.5. Локальные (по рядам) коэффициенты теплоотдачи при кипении R22 на гладкотрубных пучках при $t_0 = -10^\circ\text{C}$:

1—5 — ряды горизонтальных труб в пучке (снизу вверх) при $S/d = 1.45$, $R_z = 4$ мкм; — — — — одиночная труба [56]

Библиография и анализ работ, посвященных кипению фреонов на гладкотрубных пучках, приведены в книге [26]. Большинство опубликованных данных относится к пяти-, шестирядным (по высоте) пучкам.

Примерные значения q_a для кипения R12 и R22 на гладкотрубном пучке при $t_0 > -10^\circ\text{C}$ составляют 1—1,5 кВт/м². При более низких температурах эти значения увеличиваются. По данным Н. М. Медниковой, переходная зона для кипения R22 на шестирядном пучке соответствует при $t_0 = -50^\circ\text{C}$: $q_0 = 3,5$, $q_a = 3$ кВт/м²; при $t_0 = -20^\circ\text{C}$ $q_0 = 2,7$; $q_a = 2,3$ кВт/м².

Характер влияния рядности на теплоотдачу при кипении фреонов показан на рис. 2.5.

Степень влияния пучка на теплоотдачу зависит от t_0 (или p), q (или θ), чистоты обработки поверхности. При высоких давлениях и сравнительно больших q это влияние прекращается. На трубах с большей шероховатостью влияние рядности меньше, чем на очень гладких. В общем, чем менее интенсивен процесс собственного парообразования на каждой трубе, тем больше влияние пучка.

Средний коэффициент теплоотдачи фреонов в области развитого кипения на пучке труб можно определить по приближенной формуле

$$\alpha_n = \alpha_{рн} \epsilon_n, \quad (2.24)$$

где $\alpha_{рн}$ рассчитывается по формуле (2.23); коэффициент ϵ_n учитывает влияние пучка труб.

Рис. 2.6. Значения ε_n в формуле (2.24) для 30-рядного пучка гладких труб (шаг труб по вертикали $2,5d$)

Величина ε_n зависит от свойств кипящего фреона, температуры кипения, плотности теплового потока, состояния поверхности, относительного шага пучка S/d и общего числа рядов в пучке. На рис. 2.6 представлены значения ε_n , полученные В. Г. Букиным и П. Н. Ребровым на основании опытов

с 30-рядными пучками стальных труб промышленного изготовления.

Определение коэффициента теплоотдачи при кипении на пучках с числом рядов 15—20 можно также производить по приближенной формуле [26]

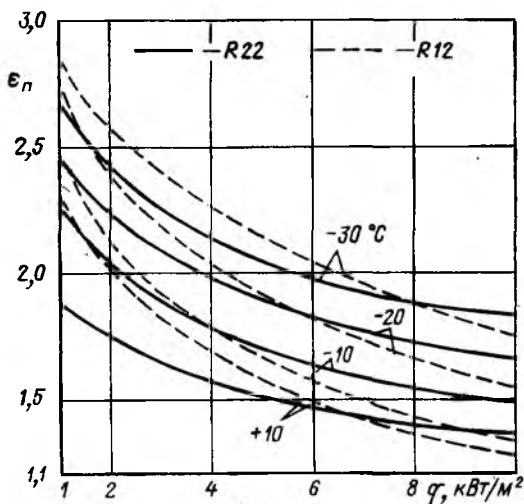
$$\alpha_n = C_n q^{0.5} (p_0 \cdot 10^{-5})^{0.25} (S/d)^{-0.45}, \quad (2.25)$$

где $C_n = 14,2$ для R12; $C_n = 16,4$ для R22.

В холодильных аппаратах рабочим веществом является не чистый хладагент, а его смесь с минеральным маслом, применяемым для смазывания компрессоров. Несмотря на ряд исследований, посвященных этому вопросу применительно к фреонам (изучалось кипение на одиночных трубах и малорядных пучках), количественные обобщенные зависимости для расчета коэффициента теплоотдачи при кипении смесей хладагент—масло в литературе отсутствуют.

Главный вывод, который можно сделать из анализа экспериментальных данных, состоит в том, что величина отношения коэффициентов теплоотдачи смеси ($\alpha_{см}$) и чистого хладагента (α) зависит от свойств хладагента и масла, температуры кипения, плотности теплового потока и концентрации смеси. При малых массовых концентрациях масла в смеси ξ_m (до 6 %) отношение $\alpha_{см}/\alpha = \varepsilon_{см}$ может быть большим, меньшим или равным единице.

При $t_0 = (-27 \div -10)^\circ\text{C}$ для смесей R12 и R22 с минеральными, полностью растворимыми в них маслами и $\xi_m = 0,01 \div 0,06$ при $q = 15 \text{ кВт/м}^2$ $\varepsilon_{см} \approx 1,1 \div 1,25$ [26]. В. К. Бельский для кипения смеси R12 — масло ХФ-12 на шестирядном пучке труб при $\xi_m \approx 0,06$, $q = 1 \div 3,5 \text{ кВт/м}^2$, $t_0 = (-25 \div -15)^\circ\text{C}$ получил $\varepsilon_{см} = 1,4 \div 1,0$; при $t_0 = -10^\circ\text{C}$ и $q = 5 \text{ кВт/м}^2$ $\varepsilon_{см} \approx 0,96$.



До получения более подробных экспериментальных количественных зависимостей $\alpha_{см} = (t_0, q, \xi_m)$ для кипения смесей R12 и R22 с маслом при $t_0 \leq 0^\circ\text{C}$, $q \leq 6 \text{ кВт/м}^2$ и $\xi_m \leq 6\%$ можно принимать, по-видимому, $\alpha_{см} \approx \alpha$, где α определяется по формуле (2.24) или (2.25). При концентрациях смеси более 6 % $\alpha_{см}$ уменьшается с ростом ξ_m (см. работу [26]).

Для смеси аммиака с веретенным маслом ($\xi_m \approx 10\%$) в опытах с одиночной трубой при $q = 3 \div 10 \text{ кВт/м}^2$, $t_0 = -20^\circ\text{C}$ получено $\epsilon_{см} \approx 0,87$, что соответствует величине термического сопротивления масла $\delta_m/\lambda_m = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$.

✓ Оребренные трубы. Опытами ряда исследователей [26] доказано, что при $q = 1,7 \div 20 \text{ кВт/м}^2$ и низких t_0 коэффициенты теплоотдачи при кипении на оребренных трубах ($\alpha_{ор}$), имеющих расстояние между ребрами $S_p = 0,3 \div 1,5 \text{ мм}$ и высоту ребер $h_p = 1 \div 3,5 \text{ мм}$, выше, чем на гладких. Это обстоятельство можно объяснить тем, что при расстояниях между ребрами, соизмеримых с отрывными диаметрами паровых пузырей, условия зарождения и роста паровых пузырей на ребристых трубах оказываются более благоприятными по сравнению с условиями парообразования на гладкой поверхности. Кипение возникает при меньших q (или θ), гистерезис по q и p_0 проявляется в меньшей степени, чем для гладкотрубных пучков. При определенной для каждой t_0 плотности теплового потока наступает так называемое запаривание поверхности теплообмена, из-за чего теплоотдача ухудшается. Библиография работ, посвященных кипению фреонов и их смесей с маслом, приведена в [26].

В. А. Дюдин на основании собственных экспериментальных данных с шестирядными пучками оребренных труб предложил следующие уравнения для расчета коэффициента теплоотдачи оребренного пучка ($\alpha_{ор}$) труб, выпускаемых отечественной промышленностью для R12 и R22 соответственно:

$$\alpha_{ор} = 18,3q^{0,5}(p_0 \cdot 10^{-5})^{0,25} \epsilon_n; \alpha_{ор} = 33q^{0,45}(p_0 \cdot 10^{-5})^{0,25} \epsilon_n. \quad (2.26); (2.27)$$

где q и $\alpha_{ор}$ отнесены к полной оребренной поверхности; p_0 , Па; q , Вт/м²; $\alpha_{ор}$, Вт/(м²·К).

Уравнения получены при $\epsilon_n = 1$, $n = 6$, $t_0 = (-30 \div 20)^\circ\text{C}$, $q = 0,5 \div 9 \text{ кВт/м}^2$. Для $n > 6$ величины ϵ_n , полученные расчетным путем, приведены на рис. 2.7, при $q = 2 \div 10 \text{ кВт/м}^2$ $\epsilon_n \approx 1$.

Для кипения R22 на девятирядном пучке труб с накатными ребрами ($h_p = 1,31 \text{ мм}$; $S_p = 1,26 \text{ мм}$; $d = 13,74 \text{ мм}$) [27]

$$\alpha_{ор} = 53,2q^{0,4}(p_0 \cdot 10^{-5})^{0,25}. \quad (2.28)$$

Для многорядных пучков труб А. А. Козырев на основании экспериментального исследования кипения R22 получил уравнение

$$\alpha_{он} = 100q^{0,28}(p_0 \cdot 10^{-5})^{0,3} n^{0,2},$$

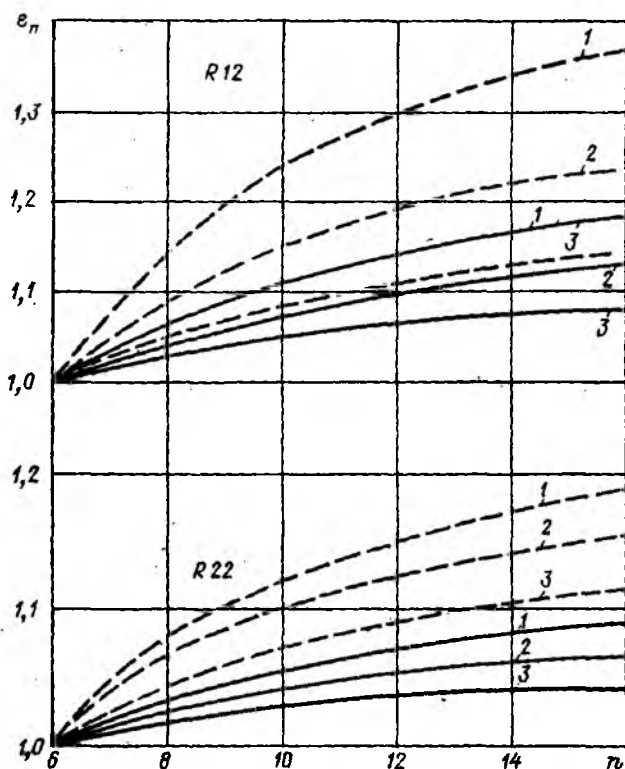


Рис. 2.7. Значения ε_n в формулах (2.26) и (2.27) для пучков оребренных труб: 1 — $q = 0,5 \text{ кВт/м}^2$; 2 — $q = 1 \text{ кВт/м}^2$; 3 — $q = 2 \text{ кВт/м}^2$; — — — $t_0 = 0^\circ\text{C}$, - - - $t_0 = -20^\circ\text{C}$

которое соответствует экспериментам с пучком оребренных труб, имеющих геометрические характеристики: $D_p = 16,54 \text{ мм}$; $d_{\text{вн}} = 11,9 \text{ мм}$; $d_{\text{ж}} = 15 \text{ мм}$; $S_p = 1,26 \text{ мм}$; $h_p = 0,77 \text{ мм}$; толщину торца ребра $\delta_r = 0,55 \text{ мм}$; толщину основания ребра $\delta_0 = 0,73 \text{ мм}$, шаг труб $S/d = 1,24$. Опыты проводили путем моделирования кипения на пучках с числом горизонтальных рядов $n = 12; 24; 36$ и 48 , при $q = 1 \div 12 \text{ кВт/м}^2$, $t_0 = (-20 \div 10)^\circ\text{C}$.

В соответствии с результатами испытаний оребренных кожухотрубных испарителей, проведенных В. Д. Вайнштейном и В. Б. Галеей [51], рассчитанные по уравнениям (2.26)–(2.28) значения $\alpha_{\text{ор}}$ следует уменьшить на 10–15 %.

По данным П. Хеймбаха, для оребренного трехрядного пучка при концентрации $\xi_m = 3 \div 8 \%$ влияние масла на кипение смесей R12 и R22 при $q = 4 \div 8 \text{ кВт/м}^2$ характеризуется отношением $\varepsilon_{\text{см}} = \alpha_{\text{см}}^{\text{см}} / \alpha_{\text{ор}} = 1,05 \div 1,3$. Для смесей с $\xi_m = 8 \%$ примерная величина $\varepsilon_{\text{см}}$ может быть найдена по рис. 2.8.

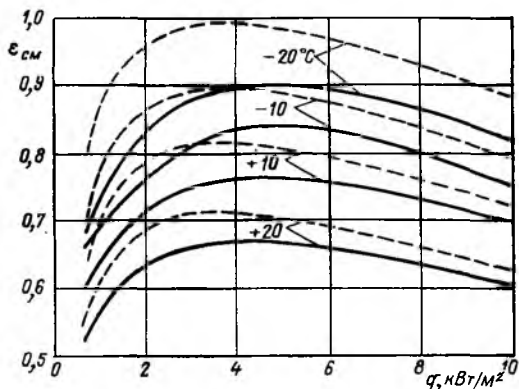


Рис. 2.8. Зависимость $\alpha_{cm} = \alpha_{cm, op} / \alpha_{op}$ от q при кипении на оребренном пучке труб при $\xi_m = 8\%$:

— — R12 + XФ12; - - - - R22 + XФ22

На рис. 2.9 представлены экспериментальные данные [73], характеризующие влияние масла на теплоотдачу трехрядного пучка труб с пористым металлическим покрытием.

Теплообмен в пленке, орошающей трубы. При кипении хладагента, стекающего в виде пленки по трубам, надо различать три режима: режим испарения, в котором коэффициент теплоотдачи α_m зависит только от плотности орошения Γ ; режим развитого кипения, в котором α_{pm} зависит только от плотности теплового потока, и переходный режим, в котором α_m зависит и от Γ , и от q . На основании экспериментов с кипением R12, R22 и R113 в пленке, стекающей по пучку горизонтальных труб с $d_m = 18 \div 20$ мм, предложены следующие уравнения [18].

Для режима испарения

$$Nu_{пл} = 0,027 Re_{пл}^{0,22} Pr^{0,32} (S/d_m)^{0,48}, \quad (2.29)$$

$\alpha, \text{кВт}/(\text{м}^2 \text{К})$

где $Nu_{пл} = (\alpha/\lambda) (v^2/g)^{1/3}$; $Re_{пл} = 4\Gamma_0/v$; $Pr = v/a$; S — расстояние между осями труб по высоте; Γ_0 — объемная плотность орошения, $\text{м}^3/(\text{м} \cdot \text{с})$, для горизонтальных труб $\Gamma_0 = G/(2l\pi r)$; остальные обозначения аналогичны принятым выше, в п. 2.4. Уравнение получено при $Re_{пл} = 250 \div 5000$; $Pr = 3 \div 7,5$; $S/d_m = 1,1 \div 2,2$. Его можно представить

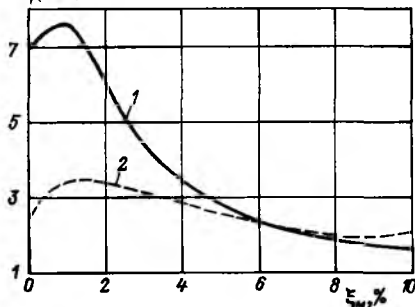


Рис. 2.9. Влияние масла на кипение R22 при $t_0 = 0^\circ\text{C}$, $q = 11,3 \text{ кВт/м}^2$:

1 — пористые трубы; 2 — оребренные трубы ($S_p = 0,98$ мм)

в размерном виде:

$$\alpha_n = C_1 \Gamma_0^{0.22} (S/d_n)^{0.46}.$$

Для хладагентов R11, R12, R22, R113 коэффициент C_1 соответственно равен 8200, 7800, 9800, 5600.

Для режима развитого кипения рекомендуется следующее уравнение:

$$Nu_* = 1,32 \cdot 10^{-3} Re_*^{0.63} K_p^{0.73} Pr^{0.4}, \quad (2.30)$$

где $Nu_* = \alpha l_0 / \lambda$; $Re_* = ql_0 / (rp^* v)$; $l_0 = \sqrt{\sigma / g (\rho' - \rho'')}$; K_p — критерий, учитывающий влияние давления, $K_p = \rho_0 l_0 / \sigma$; σ — коэффициент поверхностного натяжения; λ — теплопроводность жидкого хладагента.

Уравнение получено при $Re_* = 5 \div 100$; $K_p = (6 \div 60) 10^3$; $Pr = 3,0 \div 7,5$. Из него можно получить размерную формулу:

$$\alpha_{pm} = C_2 q^{0.63} (\rho_0 \cdot 10^{-5})^{0.27}.$$

Для хладагентов R11, R12, R22, R113 коэффициент C_2 соответственно равен 0,202; 0,161; 0,187; 0,135.

Для переходного режима коэффициент теплоотдачи можно рассчитать по интерполяционной формуле

$$\alpha_n = \alpha_n \sqrt{1 + (\alpha_{pm} / \alpha_n)}.$$

Подробнее о кипении в стекающей пленке см. в работе [26].

Теплообмен при кипении внутри труб и каналов. При кипении внутри труб пар движется вместе с жидкостью, образуя парожидкостную смесь, паросодержание которой по длине трубы непрерывно возрастает. В этом случае интенсивность теплообмена определяется не только собственно процессом парообразования, но и гидродинамической структурой двухфазного потока, которая характеризует гидродинамический режим течения. Существование того или иного режима течения двухфазного потока определяется совокупностью ряда факторов: скорости потока, начального массового паросодержания (x_1), диаметра трубы, свойств и давления кипящей жидкости, плотности теплового потока и др.

Возможные режимы течения хладагентов в трубах приведены в работах [26, 38, 58]. Для определения режима течения в заданных условиях можно пользоваться картами режимов. В случае кипения хладагентов в горизонтальных трубах такие карты получены Ван-дер-Ягтом (приведена в работе [26]), А. А. Малышевым [7]. Последняя представлена на рис. 2.10, где ϕ — истинное объемное паросодержание, $Fr_0 = w_0^2 / (gd_{\text{труб}})$, w_0 — скорость циркуляции.

Разным режимам течения соответствует различный механизм теплообмена, а следовательно, различные коэффициенты теплоотдачи и определяющие его факторы. Так, например, при пузырьковом и снарядном течении коэффициент теплоотдачи зависит от q

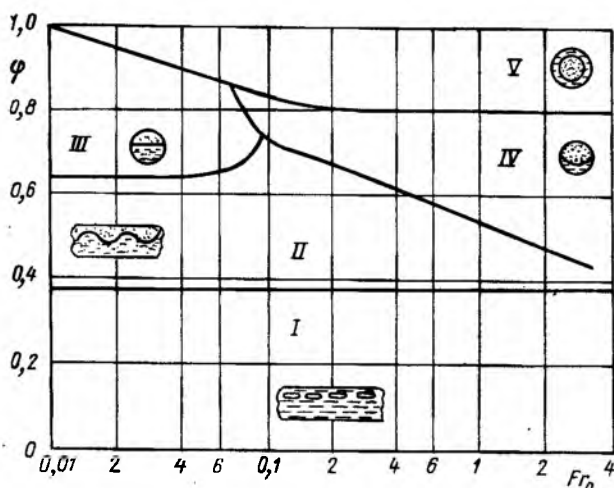
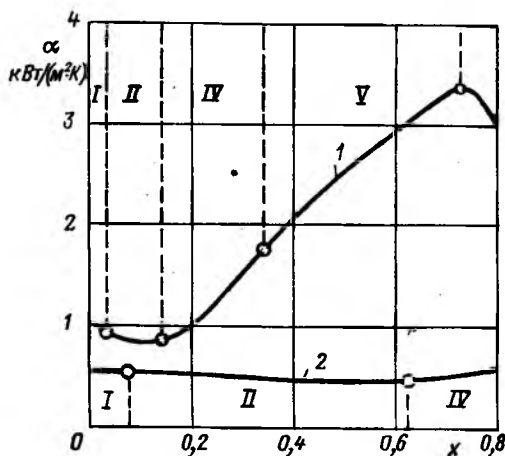


Рис. 2.10. Карта режимов течения двухфазных потоков хладагентов в горизонтальных трубах:

I — снарядный режим; II — волновой; III — расслоенный; IV — волновой кольцевой; V — кольцевой

и массовой скорости потока w и не зависит от x . В этих случаях довольно существенно и влияние давления. При кольцевом режиме коэффициент теплоотдачи возрастает с увеличением x , в меньшей степени зависит от q . Влияние давления на α в этом режиме проявляется весьма слабо, причем иногда в обратной зависимости. Наибольшая интенсивность теплоотдачи присуща кольцевому режиму течения, при котором теплообмен между стенкой и паровым ядром в центре трубы осуществляется через тонкую испаряющуюся пленку жидкости.

При движении кипящей жидкости по трубе может происходить смена режимов (рис. 2.11), а следовательно, и закономерностей,



описывающих теплоотдачу. На рисунке показано изменение локальной теплоотдачи кипящего в горизонтальной трубе R12 от x при различных режимах

Рис. 2.11. Зависимость локального коэффициента теплоотдачи R12 от массового паросодержания при $t_0 = -18^\circ\text{C}$, $d_{\text{вн}} = 10$ мм, $q = 5$ кВт/м²:

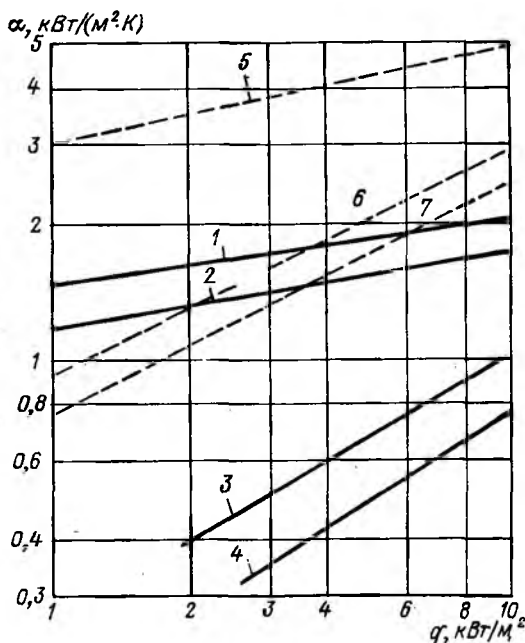
1 — $w = 244$ кг/(м²·с); 2 — $w = 50$ кг/(м²·с); I — снарядный режим; II — волновой; IV — волновой кольцевой; V — кольцевой

течения двухфазного потока и массовых скоростях w . Рис. 2.12 иллюстрирует влияние q на средние для разных режимов течения хладагента коэффициенты теплоотдачи R12 [7] и аммиака [26].

Определение коэффициентов теплоотдачи при кипении в трубах может быть выполнено двумя способами: путем определения локальных (или средних по участкам) α для каждого из режимов и усреднения их по длине трубы и путем определения среднего коэффициента теплоотдачи для всей длины трубы. В настоящее время в холодильной технике распространен второй способ как наиболее простой. Следует иметь в виду, что использование уравнений для средних по длине коэффициентов теплоотдачи дает приемлемые результаты при идентичности режимов течения в проектируемом аппарате и в экспериментах, из которых получены расчетные формулы. Вследствие этого ограничения по применимости последних включают в себя не только пределы опытных величин q , w , $d_{\text{вн}}$, но и величины паросодержания у входа и выхода трубы x_1 и x_2 (либо длину трубы).

Вертикальные трубы и каналы. Для средних коэффициентов теплоотдачи, при кипении

Рис. 2.12. Средние коэффициенты теплоотдачи для разных режимов течения при $x_1 = 0$, $x_2 = 1$:



Линия на рис. 2.12	Режим течения	№ кривой
Сплошная R12, горизонтальная труба с $d_{\text{вн}} = 10$ мм, $t_0 = -18$ °C	Кольцевой	1 — $w = 240$ кг/(м²·с) 2 — $w = 150$ кг/(м²·с)
	Волновой Расслоенный	3 — $w = 94$ кг/(м²·с) 4 — $w = 50$ кг/(м²·с)
Штриховая Аммиак, вертикальная труба с $d_{\text{вн}} = 41$ мм	Снарядный Пузырьковый	5 — $t_0 = (-30 \div -10)$ °C 6, 7 — $t_0 = -10$ и -30 °C

аммиака в вертикальных трубах и кольцевых каналах Г. И. Малугин предложил следующее уравнение:

$$Nu = 0,51 Re_+^{0,55} Pr^{0,69} K_p^{0,31} [(p'/p'') - 1]^{0,31} \quad (2.31)$$

полученное на основании экспериментов с трубкой ($d_{\text{вн}} = 41$ мм), кольцевыми каналами ($d_0 = 3; 7$ и 11 мм) длиной $l = 1,5$ м при $q = 0,5 \div 14$ кВт/м², $t_0 = (-30 \div 10)$ °С. Пределы изменения: $Re_+ = 0,016 \div 2$; $K_p = (11,8 \div 33,8) 10^4$; $Pr = 1,74 \div 2,07$, $x_1 \approx 0$.

В уравнении (2.31) $Nu = \alpha d_0 / \lambda$; $Re_+ = q d_0 / (r p' v)$; $K_p = p d_0 / \sigma$; p'' , p' — плотности пара и жидкости; r — теплота парообразования. Размерный вид формулы (2.31):

$$\alpha = (14,3 + 0,04 t_0) q^{0,55} d_0^{-0,14}.$$

Для расчета среднего коэффициента теплоотдачи при кипении R12 и R22 в плоских щелевых каналах с высотой до 1 м и шириной щелевого зазора $\delta_{\text{щ}} = 1 \div 4$ мм можно рекомендовать уравнения, предложенные Б. Б. Земсковым:

$$Nu = 3,0 (Re'')^{0,3} Bo^{0,33} \text{ при } 0,025 < Re_* < 0,25;$$

$$Nu = 4,2 (Re'')^{0,3} Bo^{0,33} Re_*^{0,2} \text{ при } 0,25 < Re_* < 2,5,$$

где $Nu = \alpha d_0 / \lambda$; $Re'' = w_0 d_0 / v$; $Bo = g p d_0^3 / \sigma$ — критерий Бонда; Re_* — модифицированный критерий Рейнольдса, $Re_* = q d_0 / (r p v)$; $d_0 = 2 \delta_{\text{щ}}$; w_0 — приведенная скорость пара.

Уравнение обобщает результаты экспериментов, проведенных при $q = 1 \div 10$ кВт/м²; $p_0 = 0,15 \div 0,91$ МПа; $x_1 = 0 \div 0,2$; $w_p = 12 \div 1000$ кг/(м²·с).

Коэффициент теплоотдачи при кипении R12 и R22 в каналах пластинчатых испарителей ленточно-поточного типа примерно на 10—20 % выше, чем для плоских каналов (подробнее см. в [26]).

Горизонтальные трубы. Для расчета локальных по x и средних по режимам коэффициентов теплоотдачи фреонов в работе [7] рекомендованы следующие интерполяционные формулы:

для расслоенного и волнового режимов

$$\alpha = 0,58 \alpha_w \sqrt{1 + (\alpha_{pK} / \alpha_w)^3 x^{-0,19}};$$

для слякотного режима

$$\alpha_{wq} = \alpha_w \sqrt{1 + (\alpha_{pK} / \alpha_w)^2};$$

для кольцевого режима

$$\alpha = \alpha_{wq} \sqrt{1 + 36,5 \cdot 10^{-9} (w'' r p' / q)^{1,5} (\alpha_{pK} / \alpha_{wq})^3}.$$

Здесь α_{pK} рассчитывается по формуле (2.23); α_w — коэффициент теплоотдачи при турбулентном движении однофазной жидкости, найденный по уравнению (2.8), если в число $Re_{ж}$ подставить истинную скорость жидкости w' и условный диаметр сечения,

занятого жидкой фазой, $d_{yc} = \sqrt{(1 - \varphi)f_{сеч}}/0,785$, где $f_{сеч}$ — площадь поперечного сечения трубы; w — истинная скорость пара. Значения истинных параметров определяются по истинному паросодержанию, для расчета которого используется уравнение (3.31), приведенное в гл. 3.

Средние по длине трубы коэффициенты теплоотдачи кипящих фреонов могут быть определены по формулам, полученным С. Н. Богдановым на основании экспериментов с R12, R22, R142 в трубе с $d_{вн} = 12$ мм, $l = 1,5$ м, при $w = 50 \div 600$ кг/(м²·с), $q = 1 \div 20$ кВт/м², $t_0 = (-10 \div 30)$ °C; в трубу поступала насыщенная ($x_1 = 0$) или слегка переохлажденная жидкость. При малых q и определенных w для R12 и R22 [58]

$$\alpha = Cq^{0,15}(w)^{0,57}.$$

Для R12 коэффициент $C = 23,4$; для R22 — $C = 32,0$.

Пределы применимости формулы по q :

w , кг/(м ² ·с)	60	120	250	400
q , кВт/м ²	1,5	1,8	2,0	2,5

При величинах q , больше указанных выше, рекомендуется формула

$$\alpha = Aq^{0,6}(w)^{0,2}d_{вн}^{-0,2}, \quad (2.32)$$

где A зависит от свойств и температуры (давления) кипения.

Судя по структуре формулы (2.32), она отражает влияние на теплоотдачу и конвективного теплопереноса, и теплопереноса парообразованием, что характерно для снарядного и волнового режимов течения. Коэффициент A для хладагентов R12 и R22 имеет следующие значения:

t , °C	—30	—10	0	10	30
A_{R12}	0,854	1,045	1,14	1,23	1,25
A_{R22}	0,95	1,17	1,32	1,47	1,47

Во всех приведенных формулах: α , Вт/(м²·K); q , Вт/м²; d , м; w , кг/(м²·с).

Для условий полного ($x_2 = 1$) и неполного ($x_2 = 0,45 \div 0,9$) испарения в горизонтальном плоском змеевике, включенном в схему холодильной машины Бо-Пиерре, были обобщены экспериментальные данные по средней теплоотдаче и рекомендовано расчетное уравнение

$$Nu = C Re^2 K_f^n,$$

где C — коэффициент, зависящий от условий кипения в трубе; $Nu = \alpha d_{вн}/\lambda$; $Re = w d_{вн}/\mu$; K_f — критерий, характеризующий скорость парообразования в трубе; $K_f = (x_2 - x_1) r / (g l)$. Для полного испарения $n = 0,4$; $C = 8,2 \cdot 10^{-3}$; для неполного $n = 0,5$; $C = 9 \cdot 10^{-4}$. Пределы изменения $Re^2 K_f = 10^9 \div 0,7 \cdot 10^{12}$.

Ф. Н. Дьячков получил уравнения [19] для теплоотдачи при кипении R22 в трубах с внутренним оребрением в виде пяти- и десятиканальной вставки (см. рис. 5.9). Опытные данные обобщались в виде зависимости приведенных коэффициентов теплоотдачи от определяющих их параметров.

Среднее значение коэффициента теплоотдачи при неразвитом кипении, приведенное к полной площади внутренней поверхности,

$$\alpha_{\text{пр}} = 100 (\omega p)^{0.7} d_s^{-0.1} (p_0/p_{\text{кр}})^{0.4}. \quad (2.33)$$

Формула применима для труб, изготавливаемых промышленностью в диапазоне режимных параметров: $\omega p = 90 \div 200 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, $t_0 = (-15 \div 5)^\circ \text{C}$, $q_{\text{вн}} \leq 4 \div 6 \text{ кВт}/\text{м}^2$ для пятиканальных труб и $q_{\text{вн}} \leq 8 \div 10 \text{ кВт}/\text{м}^2$ для десятиканальных (большее q соответствует меньшей t_0). Неразвитое кипение соответствовало изменению x от 0,3 до 0,8 для пятиканальной трубы и от 0,2 до 0,7 — для десятиканальной.

При развитом кипении

$$\alpha_{\text{пр}} = 20 q_{\text{вн}}^{0.6} (p_0/p_{\text{кр}})^{0.3}. \quad (2.34)$$

В этом случае $q_{\text{вн}} > 6 \text{ кВт}/\text{м}^2$ для пятиканальной и $q_{\text{вн}} > 10 \text{ кВт}/\text{м}^2$ для десятиканальной трубки.

Формулы (2.33) и (2.34) учитывают влияние контактных сопротивлений между трубой и ребрами и применимы только для труб, опыты с которыми положены в основу этих уравнений. Размер десятиканальной трубы примерно соответствует рис. 5.6, а.

Опубликованные в литературе данные о кипении внутри труб фреономасляных смесей позволяют считать, что в условиях работы холодильных испарителей [$q = 1 \div 6 \text{ кВт}/\text{м}^2$ при $\xi_m < (7 \div 10) \%$] при наличии масла в хладагенте коэффициент теплоотдачи либо увеличивается, либо не изменяется по сравнению с кипением чистого хладагента. Наибольшее увеличение α происходит на начальном участке трубы, где концентрация масла наименьшая. По мере движения потока концентрация масла в жидкой фазе увеличивается и теплоотдача уменьшается. При насосной схеме питания испарителя жидкостью существует оптимальная кратность циркуляции фреономасляной смеси. Имеющихся сведений по этому вопросу недостаточно для разработки рекомендаций по расчету $\alpha_{\text{см}}$, приближенно можно принимать $\alpha_{\text{см}} = \alpha$ чистого хладагента.

2.6. ТЕПЛООБМЕН ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ПАРА

В аппаратах холодильных машин происходит в основном пленочная конденсация. Капельная конденсация может наблюдаться лишь при наличии масляных или других загрязнений поверхности. Для возникновения конденсации температура поверхности теплообмена $t_{0\tau}$ должна быть ниже температуры насыщения $t_n = t_k$ при данном давлении чистого пара или при его парциаль-

ном давлении, если пар находится в смеси с неконденсирующимися газами.

Коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации определяется термическим сопротивлением пленки и зависит от режима течения конденсата в пленке. Режим движения определяется величиной числа Re пленки

$$Re_{пл} = \bar{w}_x \delta_x / \nu = \bar{q}_x x / (r \rho \nu) = \bar{\alpha}_x \theta x / (r \rho \nu),$$

где $\bar{w}_x$ — средняя скорость пленки в сечении, находящемся на расстоянии x от начала ее образования; δ_x — толщина пленки в этом сечении; ν и ρ — кинематическая вязкость (m^2/c) и плотность (kg/m^3) конденсата; r — теплота парообразования, $Dж/kg$; $\bar{q}_x$, $\bar{\alpha}_x$, θ — средние на участке от 0 до x соответственно плотность теплового потока, коэффициент теплоотдачи и температурный напор, $\theta = t_k - t_{ст}$.

Режим стекания пленки по поверхности охлаждения зависит от ее толщины и длины участка течения и может быть ламинарным и турбулентным. Ламинарное течение может сопровождаться волновым движением пленки, обусловленным силами поверхностного натяжения между пленкой и паром, а также случайными возмущениями на поверхности пленки. Чисто ламинарное движение соответствует числам $Re_{пл} < Re_{волн}$, где $Re_{волн}$ характеризует начало волнового движения.

Для пленки, стекающей под действием сил тяжести по вертикальной поверхности, П. Л. Капица получил выражение

$$Re_{волн} = 0,56 [\sigma / (\rho \nu g^{1/3})]^{3/11},$$

где σ , H/m ; ρ , kg/m^3 ; ν , m^2/c — свойства жидкости, определяемые по t_k .

При $t_k = (30 \div 50)^\circ C$ для аммиака $Re_{волн} = 7,3$; для R12 $Re_{волн} = 5,4$, а для R22 — $Re_{волн} = 4,5$. При конденсации на горизонтальных трубах волновое движение может возникать на трубах, диаметр которых отвечает условию [32]: $d_n > 20 (\sigma / \rho g)^{0,5}$.

Турбулентный режим движения пленки характеризуется числами $Re_{пл} > Re_{кр}$, где $Re_{кр}$ — критическое число Рейнольдса, при котором происходит переход к турбулентному течению. По рекомендации [32] можно принимать для неподвижного пара на вертикальной поверхности $Re_{кр} = 400$.

Большое влияние на теплоотдачу конденсации оказывает скорость пара, определяющая силу трения между движущимся паром и пленкой. Эта сила может как подтормаживать, так и ускорять пленку конденсата в зависимости от взаимного направления движения пара и конденсата. Благодаря этому толщина пленки и ее термическое сопротивление могут изменяться.

В зависимости от типа аппарата конденсация может происходить на горизонтальных или вертикальных трубах (кожухотрубные конденсаторы), внутри труб (воздушные и испарительные конденсаторы), в вертикальных гофрированных каналах (пла-

Таблица 2.9

Значения B [Вт/(м^{7/4}·К^{3/4})]
для наиболее употребительных хладагентов

Хладагент	Температура конденсации t_n , °C					
	10	20	30	40	50	60
Вода	7719	8442	9060	9678	10 184	10 691
R717	8005	7916	7760	7595	7 402	7 135
R22	1752	1656	1555	1447	1 324	1 185
R12	1500	1450	1398	1340	1 277	1 203
R502	1411	1352	1284	1211	—	—
R11	1619	1596	1573	1542	1 507	1 470
R113	1186	1188	1190	1180	1 175	1 154

Хладагент	Температура конденсации t_n , °C				
	—50	—40	—30	—20	—10
R13	1532	1463	1384	1262	1203

стинчатые конденсаторы). Условия стекания и отвода конденсата при этом различны и должны быть учтены в расчетных зависимостях для коэффициента теплоотдачи.

Конденсация на горизонтальных трубах. *Одиночная гладкая труба*. Рассмотрим конденсацию неподвижного насыщенного пара. Для расчета коэффициента теплоотдачи α [Вт/(м²·К)] применяется теоретическая формула Нуссельта, полученная для ламинарного движения пленки,

$$\alpha = 0,728 \sqrt[4]{gr\rho\lambda^3/(\nu\theta d_n)}. \quad (2.35)$$

Учитывая небольшие значения температурных напоров θ в конденсаторах холодильных машин все физические свойства жидкости в формуле (0.35) можно определять по температуре конденсации t_n . Уравнение (2.35) можно представить в виде:

$$\alpha = 0,728B (\theta d_n)^{-0,25},$$

где $B = \sqrt[4]{gr\rho\lambda^3/\nu}$; ρ , λ и ν — плотность (кг/м³), теплопроводность (Вт/(м·К)) и кинематическая вязкость жидкости. Значения B для некоторых хладагентов даны в табл. 2.9.

В случае конденсации перегретого пара в выражение (2.35) вместо g подставляется величина $\Delta i = i_n - i'$, где i_n и i' — энтальпии перегретого пара и насыщенной жидкости.

Пучок труб. Кожухотрубные конденсаторы холодильных установок выполнены в виде пучка горизонтальных труб, на наружной

поверхности которых конденсируется пар. В этом случае условия теплоотдачи на различных по высоте рядах труб неодинаковы вследствие натекания конденсата с верхних рядов на нижние, а также влияния скорости пара. Последнее обусловлено тем, что объем межтрубного пространства невелик, а количество пара, поступающего в аппарат, большое.

При неподвижном паре и непрерывном стекании конденсата с верхних рядов на нижние толщина пленки увеличивается, а коэффициент теплоотдачи уменьшается от ряда к ряду. Согласно теоретическому решению В. Нуссельта в этом случае коэффициент теплоотдачи пучка можно определить так: $\alpha_n = \alpha_N n^{-0.25}$, где α_N — подсчитывается по формуле (2.35), n — число рядов труб по вертикали.

Как показали многочисленные исследования, стекание конденсата с трубы на трубу происходит не плавно, а в виде отдельных капель и струек, которые попадая на нижележащую трубу с одной стороны утолщают пленку, а с другой — турбулизируют движение конденсата в пленке. Благодаря этому влияние изменения толщины пленки оказывается меньшим, чем вытекает из теоретического решения. С учетом этого на основании ряда опытных исследований для конденсации на пучке медленно движущегося пара можно рекомендовать формулу

$$\alpha = \alpha_N n^{-0.167}.$$

Скорость пара, в свою очередь, оказывает воздействие на режим стекания пленки и ее толщину. При подаче пара сверху он с наибольшей скоростью обтекает верхний ряд, а затем по мере конденсации скорость пара уменьшается по глубине пучка. Оба фактора — натекание конденсата и скорость пара — действуют одновременно и совместно, поэтому разделить их трудно.

Для расчета среднего коэффициента теплоотдачи при конденсации на пучке движущегося пара принята методика, предложенная Л. Д. Берманом, согласно которой влияние скорости учитывается при определении коэффициента теплоотдачи верхнего ряда α_{1w} , а влияние рядности пучка — при определении отношения α_n/α_{1w} .

На основании опытов с водяным паром при $p = (0,032 \div 0,89) \cdot 10^6$ Па, $\theta = (0,6 \div 12)^\circ\text{C}$, $Re' = w'd_n/\nu' = 46 \div 864$ при объемном содержании воздуха в паре не более 0,017 % получено уравнение:

$$\alpha_{1w} = 25,7 \alpha_N \{p' (w')^2 / (g \rho d_n)\}^{0.08} (\alpha_N d_n / \lambda)^{-0.5}, \quad (2.36)$$

где α_N — подсчитывается по формуле (2.35); w' — скорость в узком сечении горизонтального ряда труб; параметры пара (p') и жидкости (ρ и λ) определяются по температуре конденсации t_n . Для пучка труб, имеющих по высоте постоянное проходное сечение (для пара), средний коэффициент теплоотдачи, учитывающий

влияние скорости и натекание конденсата, можно определить по уравнению [54]

$$\alpha_{\text{н}} = \alpha_{\text{лв}} 0,84 \varepsilon n^{-0,07} / [1 - (1 - \varepsilon^{0,84})], \quad (2.37)$$

где n — число рядов труб по высоте коридорного пучка или половина числа труб шахматного; ε — степень конденсации пара, $\varepsilon = G_{\text{в1}} - G_{\text{в2}}$; $G_{\text{в1}}$ и $G_{\text{в2}}$ — массовый расход пара на входе и выходе из пучка.

Опытные данные для конденсации аммиака на пучках труб нам неизвестны. Для приближенного расчета можно применять формулы (2.35) — 2.37).

Для конденсации движущихся паров фреонов О. П. Иванов рекомендует расчетные уравнения:

$$\alpha_{\text{лв}} = 0,43 \alpha_N (\text{Re}'')^{0,12} (\text{Pr}'')^{-0,33}; \quad \alpha_{\text{н}} = \alpha_{\text{лв}} n^{-0,16}, \quad (2.38)$$

полученные на основании экспериментов с R12 и R22, конденсирующимися на пучке с шахматным расположением труб. Число труб, расположенных друг над другом по высоте, 10. Пределы изменения: $\text{Re}'' = w_1 d_n / \nu'' = (0,7 \div 18) 10^3$; $q = 4 \div 15 \text{ кВт/м}^2$; $p = (5,2 \div 12,1) 10^5 \text{ Па}$. Скорость w_1 соответствует входу пара в пучок труб.

Влияние скорости пара при конденсации фреонов проявляется в большей степени, чем у воды и аммиака и сказывается на величине $\alpha_{\text{лв}}$ уже при $w'' = 1 \div 2 \text{ м/с}$. При определенных условиях скорость пара может не только турбулизировать пленку, но и значительно утоньшать ее и даже срывать. В этих случаях средний коэффициент теплоотдачи будет не уменьшаться с ростом q , как это следует из вышеприведенных уравнений, а увеличиваться (увеличение q соответствует возрастанию скорости пара). Такое явление имеет место в конденсаторах турбокомпрессорных холодильных машин, где пар движется снизу вверх со скоростями более высокими, чем в конденсаторах поршневых машин. При расчете таких конденсаторов надо пользоваться результатами, полученными при испытаниях аппаратов (см. п. 4.7).

Конденсация на оребренных горизонтальных трубах. *Оди-ночная труба.* При конденсации на оребренных трубах с мелким оребрением коэффициенты теплоотдачи выше, чем при конденсации на гладких трубах. Это можно объяснить различной длиной пленки конденсата на поверхности ребер и межреберных участков трубы. Кроме того, при определенных конфигурации ребер и числах We происходит стягивание конденсата в канавки между ребрами и уменьшение толщины пленки на большей части поверхности ребер. Методика учета различия условий конденсации на ребрах и участках трубы, не занятых ребрами, предложена Д. Катцем и др. С учетом этой методики и ряда экспериментальных данных для расчета коэффициента теплоотдачи при conden-

сации неподвижного пара на оребренной трубе можно применять формулу

$$|\alpha_p = \alpha_N \psi_p, \quad (2.39)$$

в которой α_N соответствует выражению (2.35), а

$$\psi_p = 1,1 (F_v/F_{op}) E_p^{3/4} (d_n/h_p')^{1/4} + (F_r/F_{op}),$$

где E_p — коэффициент эффективности ребра; h_p' — условная высота ребра, $h_p' = 0,785 (D_p^2 - d_n^2)/D_p$; F_v — площадь вертикальной поверхности ребер; F_r — площадь горизонтальной поверхности межреберных участков трубы и торцов ребер; F_{op} — полная площадь оребренной поверхности. Для трубы длиной 1 м:

$$F_v = \pi (D_p^2 - d_n^2)/(2S_p); \quad \Gamma$$

$$F_r = \pi d_n (1 - \delta_o/S_p) + \pi D_p \delta_r/S_p, \quad \text{и } \Gamma$$

$$F_{op} = F_v + F_r,$$

где D_p — диаметр ребра; d_n — наружный диаметр трубы; S_p — шаг ребер; δ_o и δ_r — толщина ребра в основании и на торце.

Формула (2.39) подтверждается опытными данными с R12 и R22 в пределах изменения $q_{op} = 3000 \div 15\,000$ Вт/м² при $t_n = (20 \div 50)^\circ\text{C}$ и $(S_p - \delta_o)/h_p > 0,6$. Стягивание конденсата с торцов ребер можно учитывать [23] умножением правой части равенства (2.39) на поправочный множитель

$$\psi_\sigma = 1 + 0,7 (\delta_r/S_p),$$

полученный при $\delta_r/S_p = 0 \div 0,6$ и $S_p = 0,9 \div 2$ мм. В этом случае

$$\alpha_p = \alpha_N \psi_p \psi_\sigma.$$

Для труб с редкими ребрами $\psi_\sigma = 1$.

При конденсации движущегося пара на одиночной оребренной трубе

$$\alpha_{p\omega} = 0,43 \alpha_p (Re'')^{0,12} (Pr'')^{-0,33}. \quad (2.40)$$

Пучок оребренных труб. При конденсации на пучке оребренных труб неподвижного пара

$$\alpha_{n.op} = \alpha_p \psi_n = \alpha_p n_{cp}^{-0,16}, \quad (2.41)$$

при конденсации движущегося пара

$$\alpha_{n.op\omega} = \alpha_{p\omega} n_{cp}^{-0,16}. \quad (2.42)$$

В формулах (2.41) и (2.42) число труб n_{cp} предлагается рассчитывать по формуле

$$n_{cp} = 0,92 n_{os}^{0,5} (S_r/S_v)^{0,5},$$

где n_{os} — общее число труб в кожухотрубном испарителе; S_r — шаг труб по горизонтали; S_v — шаг труб по вертикали.

Данные по теплоотдаче при конденсации R12 на пучке оребренных труб приводятся также в работе И. И. Гогонина и др. [14].

Конденсация в вертикальных трубах и каналах. *Вертикальные трубы.* При обычных режимах работы вертикально-трубных конденсаторов режим течения пленки может быть либо ламинарно-волновым, либо смешанным: ламинарно-волновым (в верхней части трубы) и турбулентным (в нижней).

При конденсации неподвижного пара на вертикальной стенке или трубе высотой H

$$\alpha = C \sqrt[4]{gr\rho\lambda^3/(\nu\theta H)}. \quad (2.43)$$

При ламинарном течении пленки ($Re_{пл} < Re_{волн}$) $C = 0,943$. При ламинарно-волновом течении ($Re_{волн} < Re_{пл} < Re_{кр}$) $C = 1,15$. При смешанном режиме течения может быть применено уравнение, предложенное Д. А. Лабунцовым [32],

$$\alpha l_g/\lambda = (400/z) [1 + 0,625 Pr_{ж}^{0,05} [(z/2300) - 1]]^{4/3},$$

где $l_g = (\nu^2/g)^{1/3}$; $z = (\lambda\theta H)/(r\mu l_g)$.

Теплофизические свойства жидкости выбираются по t_k . Формула применима при $z > 2300$, $r/(c_p\theta) \geq 5$; $Pr_{ж} \geq 1$. Произведение $(H\theta)_{кр}$, при котором наступает турбулентный режим течения пленки, может быть найдено по формуле [54]

$$(H\theta)_{кр} = (2300 r\mu/\lambda) [(\nu^2/g) \rho/(\rho - \rho')]^{1/3}.$$

При $t_k = (30 \div 50)^\circ\text{C}$ значения $(H\theta)_{кр}$ (м·К) для различных хладагентов получаются следующими: 12,8—9,2 для аммиака; 10,1—7,4 для R12; 17,5—15,9 для R22.

При $Re_{пл} > Re_{кр}$, когда на большей части поверхности трубы пленка движется турбулентно, расчетное уравнение имеет вид [43]

$$\alpha l_g/\lambda = 0,017 Re_{пл}^{0,25} Pr^{0,5}.$$

Вертикальные щелевые каналы. Этот случай характерен для конденсаторов пластинчатого типа. По данным В. О. Мамченко, средняя теплоотдача в вертикальных плоских щелевых каналах с $d_s = 2\delta_{щ} = 1 \div 6$ мм, высотой $H = l = 0,96$ м при конденсации в них пара R12 и R22 в диапазоне $q = 1,25 \div 39$ кВт/м², $t_k = 20 \div 40^\circ\text{C}$, $w_{вх} = 0,15 \div 6,5$ м/с обобщается уравнениями:

$$\alpha = 0,2\alpha_N (Re_{вх}^*)^{0,12} (Pr)^{-0,33}$$

при $1,2 \cdot 10^5 \leq Re_{вх}^* \leq 4,5 \cdot 10^6$;

$$\alpha = 0,246 \cdot 10^{-3} \alpha_N (Re_{вх}^*)^{0,55} (Pr)^{-0,33}$$

при $4,5 \cdot 10^6 < Re_{вх}^* \leq 2,5 \cdot 10^7$.

Здесь $Re_{вх}^* = w_{вх} l/\nu$; $w_{вх}$ — скорость пара на входе в канал; α_N рассчитывается по формуле (2.43). Для каналов, выполненных из пластин VII-0,2К ($l_{пр} = 0,44$) [3], средние коэффициенты теплоотдачи примерно на 30 % выше, чем для плоских.

Конденсация внутри горизонтальных труб. В воздушных конденсаторах, а также в конденсаторах-испарителях кожухо-

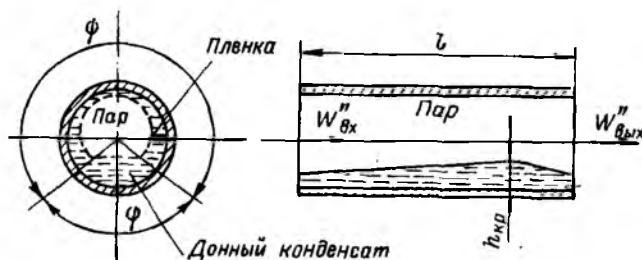


Рис. 2.13. Схема конденсации пара внутри трубы при расслоенном двухфазном потоке и ламинарном течении пленки

трубного типа конденсация хладагента происходит внутри горизонтальных труб. В этом случае образующийся конденсат движется вместе с паром по трубе. Скорость пара изменяется по длине трубы от максимальной на входе до близкой к нулю на выходе. Режимы течения двухфазного потока пар—конденсат зависят от взаимодействия сил трения между паром и пленкой и силой тяжести в пленке.

Для конденсации медленно движущегося пара, характерной для условий работы холодильных аппаратов (невысокие q), основным режимом течения двухфазной смеси, движущейся по горизонтальной трубе, является расслоенный (рис. 2.13). В этом случае конденсация происходит на верхней части сечения трубы, а образующаяся жидкость стекает вниз, образуя в нижней части трубы донный конденсат (ручей). Такой режим имеет место при преобладающем влиянии сил тяжести в пленке; влияние сил трения на межфазной границе пренебрежимо мало.

Соотношение между поверхностью, на которой происходит конденсация и образуется пленка, и поверхностью, занятой ручьем, определяется величиной пленочного угла ψ (см. рис. 2.13). В общем случае пленочный угол зависит от свойств жидкости, температуры конденсации, температурного напора (или q), диаметра трубы и выходных условий; его величина изменяется по длине трубы. На основании ряда исследований с хладагентами в горизонтальных трубах со свободным стоком конденсата и ламинарным течением пленки можно принимать $\psi = 240^\circ$, т. е. считать, что конденсация происходит примерно на $2/3$ внутренней поверхности трубы.

Для конденсации пара при расслоенном течении в трубах с относительным наклоном к горизонту $0,002$, $\psi = 240^\circ$ и $Pr \geq 1$ Д. Чейто предложил следующую теоретическую формулу:

$$\alpha = 0,56 \sqrt[4]{(gr\rho\lambda^3)/(\nu\theta d_{вн})}. \quad (2.44)$$

Здесь α — средний и по сечению, и по длине коэффициент теплоотдачи. При угле наклона трубы к горизонту 10 — 20° средние коэф-

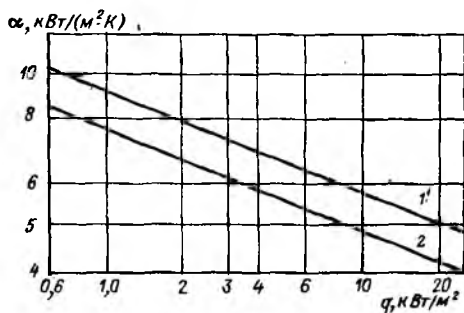


Рис. 2.14. Коэффициенты теплоотдачи при конденсации аммиака внутри горизонтальных труб:

1 — $d_{\text{вн}} = 14$ мм; 2 — $d_{\text{вн}} = 25$ мм;
 $L/d_{\text{вн}} = 100 \div 200$; $t_{\text{к}} = (30 \div 40)^{\circ}\text{C}$

коэффициенты теплоотдачи увеличиваются на 10—20 % по сравнению с рассчитанными по формуле (2.44).

В опытах Н. Ф. Чопко и Ю. Н. Ширяева с трубами, имеющими относи-

тельную длину $l/d_{\text{вн}} = 100 \div 400$ для фреонов и $l/d_{\text{вн}} = 100 \div 200$ для аммиака, влияние длины на α не отмечалось.

На основании опытных данных с R12, R22, R142, конденсирующимися в медных горизонтальных трубах, Н. Ф. Чопко предложил следующую формулу для расчета средней теплоотдачи:

$$\text{Nu} = 0,68 (\text{GaKPr})^{0,25},$$

где K — критерий фазового перехода, $K = r/(c_p \theta)$; c_p — массовая изобарная теплоемкость жидкости; в качестве определяющего размера в критерии Nu и Ga подставляется $d_{\text{вн}}$.

Увеличение α по сравнению с уравнением (2.44) связано, по-видимому, с влиянием скорости пара.

Ю. Н. Ширяев в результате экспериментов с R12, R22, R502, R717 в горизонтальных трубах с $d_{\text{вн}} = 14$ и 21 мм при $l/d_{\text{вн}} = 50 \div 200$, $q = 1 \div 36$ кВт/м² и $t_{\text{к}} = 30 \div 50^{\circ}\text{C}$ установил, что расслоенный режим течения двухфазного потока хладагентов ограничен диапазоном числа $\text{Re}_{\text{вх}}^* = w_{\text{вх}}^* d_{\text{вн}} / \nu = (6 \div 7) 10^4$.

На рис. 2.14 представлены опытные данные Ю. Н. Ширяева для конденсации аммиака в стальных (сталь X18H9T) трубах. Они соответствуют эмпирическим формулам

$$\alpha = 8690 q^{-0,2} d_{\text{вн}}^{-0,33} = 19400^{-0,167} d_{\text{вн}}^{-0,275}.$$

Конденсация в плоском змеевике. При конденсации R12 и R22 внутри змеевика, составленного из горизонтальных труб, соединенных между собой калачами, коэффициенты теплоотдачи имеют меньшие значения, чем для конденсации в одиночной трубе со свободным стоком, и могут быть рассчитаны по формуле

$$\alpha = \alpha_N \varepsilon_{\text{зм}},$$

где $\varepsilon_{\text{зм}} = 0,195 q_{\text{вн}}^{0,15}$; $q_{\text{вн}}$, Вт/м².

Влияние масла и неконденсирующихся газов на теплоотдачу при конденсации хладагентов рассмотрено в гл. 4.

2.7. ТЕПЛО- И МАССООБМЕН МЕЖДУ ВОДОЙ И ВОЗДУХОМ

При соприкосновении воды с воздухом между ними возникает конвективный («сухой») теплообмен за счет температурного напора $t_b - t_w$, а также массообмен за счет разности парциальных давлений водяного пара в потоке воздуха p_b и в воздухе, находящемся непосредственно у поверхности воды p_w^* . Давление p_w^* принимается равным давлению насыщения при температуре воды t_w . От воздуха к воде через элементарную площадку dF под действием температурного напора возникает поток сухой теплоты

$$dQ_{\text{сух}} = \alpha (t_b - t_w) dF.$$

Подобное уравнение можно написать и для потока теплоты («влажной»), переносимой за счет массообмена при конденсации водяных паров из воздуха на поверхности воды (это направление условно будем считать положительным), или же при испарении влаги с поверхности воды в воздух. Если в качестве разности потенциалов для массообмена вместо парциальных давлений принять разность влагосодержания (кг/кг) в потоке воздуха (d_b) и у поверхности воды (d_w), то такое уравнение будет иметь вид

$$dQ_{\text{вл}} = \sigma (d_b - d_w^*) r dF,$$

где σ — коэффициент массообмена, кг/(м²·с); r — теплота парообразования воды (кДж/кг), которую можно выразить так: $r = 2501 - 2,33t_w$.

Общий тепловой поток через поверхность dF

$$dQ = dQ_{\text{сух}} + dQ_{\text{вл}} = \sigma [(t_b - t_w)(\alpha/\sigma) + (d_b - d_w^*)r] dF.$$

Приняв по Льюису, что $\alpha/\sigma \approx c_{\text{вл}}$ — теплоемкость влажного воздуха, и учитывая, что $c_{\text{вл}} = 1,006 + 1,87d_b$ [кДж/(кг·К)], а энтальпия воздуха (кДж/кг) описывается соотношением

$$i_b = 1,006t_b + (2501 + 1,87t_b)d_b,$$

приходим к уравнению Меркеля

$$dQ = \sigma [(i_b - i_w^*) - c_w (d_b - d_w^*) t_w] dF,$$

где c_w — теплоемкость воды, кДж/(кг·°С).

Второй член выражения, стоящего в квадратных скобках, мал по сравнению с разностью энтальпий и его можно учитывать поправочным коэффициентом A [58]

$$dQ = A \sigma (i_b - i_w^*) dF. \quad (2.45)$$

При расчете воздухоохладителей можно принимать $A = 1$, а при расчете градирен и испарительных конденсаторов рассчитывать A по t_w ;

t_w	10	15	20	25	30	35 °С
A	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94

Уравнение (2.45) должно быть проинтегрировано по поверхности конкретного аппарата. При небольших изменениях температуры воды, при которых сохраняется линейная зависимость между приращениями t_w и i_w , можно применять уравнение для средней логарифмической разности энтальпий Δi_m , кДж/кг;

$$\Delta i_m = (\Delta i_0 - \Delta i_m) / [\ln(\Delta i_0 / \Delta i_m)],$$

где Δi_0 и Δi_m — большее или меньшее значение разности энтальпий $i_0 - i_w$. Уравнение (2.45) со сделанными выше допущениями можно представить в интегральной форме

$$Q = A \sigma \Delta i_m F. \quad (2.46)$$

Это уравнение дает возможность определить общий тепловой поток в аппарате, получаемый как путем теплообмена, так и массообмена, но оно не дает соотношения между «сухой» и «влажной» теплотой в процессе. Для того чтобы найти это соотношение, надо уметь определять не только энтальпию, но и другие параметры воздуха в конце процесса (температуру, влагосодержание и др.). Для этого проанализируем процесс изменения состояния воздуха в аппарате.

Потоки теплоты dQ и влаги dW , проходящие через элементарную площадку dF , равны произведению расхода воздуха, проходящего мимо этой площадки, на приращение энтальпии или влагосодержания;

$$dQ = A \sigma (i_0 - i_w) dF = G di_0; \quad (2.47)$$

$$dW = \sigma (d_0 - d_w) dF = G dd_0. \quad (2.48)$$

Разделив уравнение (2.47) на (2.48), получим выражение для «тепловлажного отношения» ε (кДж/кг), представляющего собой угловой коэффициент в i — d -диаграмме [58],

$$\varepsilon = dQ/dW = di_0/dd_0 = A (i_0 - i_w) / (d_0 - d_w). \quad (2.49)$$

Вопрос о направлении процесса изменения состояния воздуха и его изображении в i — d -диаграмме представляет интерес лишь для воздухоохладителей. Поэтому в дальнейшем положении будем принимать $A = 1$. Интегрируя уравнение (2.49) в пределах от начального состояния (i_{01} , d_{01}) до текущего переменного (i_0 , d_0) и принимая температуру воды t_w , а следовательно, и величины i_w и d_w постоянными, получаем в окончательном виде

$$(i_0 - i_w) / (d_0 - d_w) = (i_{01} - i_w) / (d_{01} - d_w). \quad (2.50)$$

Это уравнение представляет собой в i — d -диаграмме уравнение прямой линии, которая проходит через точки i_{01} , d_{01} и i_w , d_w — рис. 2.15. Все промежуточные состояния воздуха, равно как и конечное, лежат на этой прямой. Сформулируем это крайне

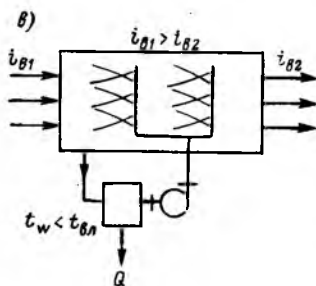
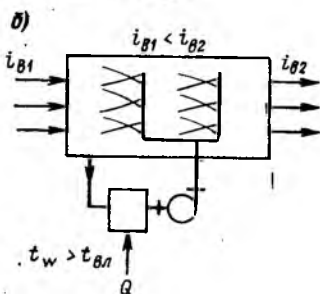
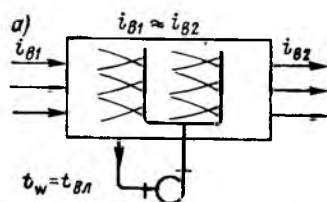


Рис. 2.16. Тепловлажностная обработка воздуха в форсуночной камере: а — адиабатное увлажнение; б — увлажнение с повышением энтальпии (градирия); в — увлажнение или осушение с понижением энтальпии (воздухоохладитель)

Уравнение (2.51) характеризует процесс, в котором отсутствует внешний подвод теплоты к воде или отвод теплоты от нее. Этот процесс можно осуществить, например, если некоторое количество воды разбрызгивать в форсуночной камере в потоке проходящего воздуха по схеме, приведенной на рис. 2.16, а. При этом пренебрегаем подводом теплоты за счет работы насоса, а также теплопритоком от окружающей среды через стенки трубопроводов и камеры. Вода в этом случае будет испаряться, заимствуя теплоту, необходимую для своего испарения, только от проходящего через камеру воздуха. Температура воды будет равна температуре влажного термометра в потоке воздуха.

Такой же процесс имеет место на смоченном шарике влажного термометра, в котором температура воды, пропитывающей батиновый чехольчик, будет устанавливаться только путем тепло-массообмена с обдувающим термометр воздухом без постороннего подвода или отвода теплоты.

Если в циркуляционный водяной трубопровод форсуночной камеры включить нагреватель (рис. 2.16, б), то температура разбрызгиваемой воды во входящем воздухе станет выше $t_{\text{вл}}$, и процесс будет протекать с повышением его энтальпии. Такой процесс происходит в испарительных конденсаторах и градириях.

При включении охладителя воды (рис. 2.16, в) температура ее понизится ниже $t_{\text{вл}}$, и процесс будет идти с понижением энтальпии воздуха, т. е. с отводом теплоты от него. Такой процесс происходит в воздухоохладителях.

Таким образом, температура воды, равная температуре влажного термометра в воздухе, является границей, отделяющей процессы холодильные (отвод теплоты) от процессов отопительных (подвод теплоты). Эти процессы изображены на рис. 2.17 в $i-d$ -

диаграмме. Линия $t_{вл} = \text{const}$ лишь немного отличается от линии $i = \text{const}$. Поэтому во многих расчетах, особенно при сравнительно низких температурах воздуха (до $+15^\circ\text{C}$), эти линии можно считать приблизительно совпадающими. Надо отметить, что процессы с подводом теплоты могут протекать и с понижением температуры (сектор между линиями $t_A = \text{const}$ и $t_{влA} = \text{const}$ на рис. 2.17). Увеличение энтальпии в этом случае происходит за счет увлажнения воздуха.

Другой температурой, очень важной с точки зрения тепловлажностной обработки воздуха, является температура точки росы ($t_{росы}$), при которой имеющееся в воз-

духе количество влаги насыщает его полностью. Из уравнения (2.48) очевидно, что при равенстве $d_b = d_w$ количество обмененной влаги равно нулю, поэтому процесс обработки воздуха пойдет по линии $d_b = d_A = \text{const}$ ($\epsilon = \infty$) — см. рис. 2.17. При этом $t_w = t_{росы}$. При повышении t_w выше $t_{росы}$ $d_w > d_b$, поэтому процесс пойдет с увлажнением воздуха. При понижении t_w ниже $t_{росы}$ $d_w < d_b$, в результате чего воздух будет осушаться. Таким образом, температура точки росы является границей между процессами увлажнения и осушения воздуха. На рис. 2.17 нанесены также линии адиабатного ($\epsilon = t_{вл} c_w$) и изотермического ($\epsilon = r$) процессов увлажнения воздуха.

В поверхностных воздухоохладителях можно осуществить массообмен лишь в виде конденсации влаги из воздуха при температуре поверхности ниже точки росы. Для этого случая и к поверхностным воздухоохладителям относится все то, что было сказано выше о тепло- и массообмене между водой и воздухом. При температуре поверхности такого воздухоохладителя выше точки росы процесс пойдет по линии $d = \text{const}$ и, естественно, что правило прямой линии перестает в данном случае действовать, так как отсутствует массообмен.

На рис. 2.18 показаны пределы, в которых можно осуществить тепло- и массообмен в поверхностных воздухоохладителях. Из него видно, что снижение температуры поверхности увеличивает осушающее действие воздухоохладителя лишь до момента, когда

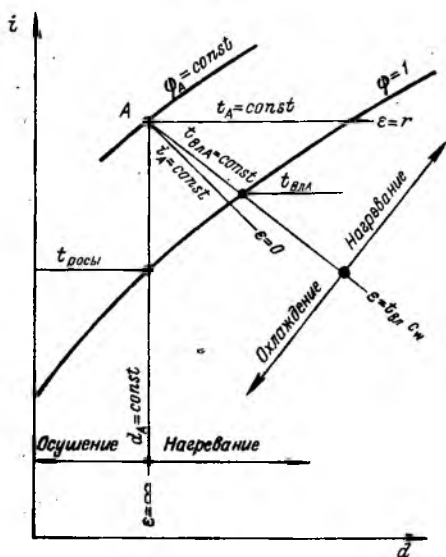


Рис. 2.17. Изображение различных процессов обработки воздуха в i - d -диаграмме

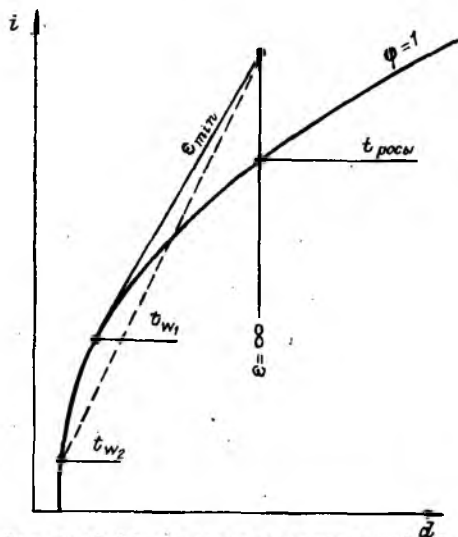


Рис. 2.18. Пределы тепловлажностной обработки воздуха в поверхностных воздухоохладителях

линия процесса станет касательной к линии $\phi = 1$ ($e_{\min}$). При дальнейшем снижении температуры поверхности ε будет возрастать и, следовательно, осушающее действие воздухоохладителя при той же холодопроизводительности будет уменьшаться.

Тепло- и массообмен в воздухоохладителях (особенно в поверхностных) можно рассчитать по уравнениям для сухого конвективного теплообмена. В этих расчетах массообмен учитывается введением коэффициента влаговыпадения

$$\xi = Q/Q_{\text{сух}} = (i_1 - i_2)/(t_1 - t_2)c_{\text{вл.}} \quad (2.52)$$

При этом уравнение (2.45) можно написать в следующем виде;

$$dQ = \xi dQ_{\text{сух}} = \xi \alpha (t_s - t_w) dF.$$

Интегральное уравнение для полного теплообмена имеет вид

$$Q = \xi \alpha \theta F,$$

где θ — средний температурный напор между воздухом и поверхностью (стенки воздухоохладителя или воды), К.

Большое значение коэффициента влаговыпадения состоит в том, что он позволяет для расчета массообмена W (кг/с) использовать опытный материал по сухому теплообмену различных воздухонагревательных аппаратов

$$W = (\xi - 1) \alpha \theta F / r.$$

Такой метод обычно применяют для расчета поверхностных ребристых воздухоохладителей.

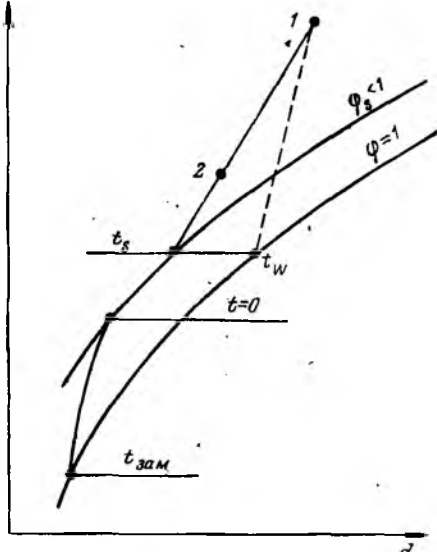


Рис. 2.19. Изображение в t - d -диаграмме правила прямой линии для случая контакта воздуха с рассолом:

1 — начальное состояние воздуха; 2 — конечное состояние воздуха; $t_{\text{зам}}$ — температура замерзания рассола

Связь между коэффициентом влаговываждения и тепло-влажностным отношением можно выразить следующими формулами:

$$\xi = e/(e-r); \quad e = r\xi/(\xi-1).$$

Таким образом, коэффициент влаговываждения так же, как и тепловлажностное отношение, может служить характеристикой наклона линии процесса в $i-d$ -диаграмме.

При температуре поверхности ниже 0°C на поверхности воздухоохладителя выпадает слой инея, тепловое сопротивление которого необходимо учитывать при расчетах. Подробнее об этом сказано в гл. 6.

Иногда при отрицательных температурах применяются контактные воздухоохладители оросительного или форсуночного типа. Влага воздуха, соприкасаясь с гигроскопической поверхностью хладоносителя (рассола), растворяется в ней без замерзания. При контакте воздуха с поверхностью холодного рассола, имеющего температуру t_s и обладающего гигроскопическими свойствами, применимо все сказанное выше о контакте с водой. Однако в этом случае парциальное давление водяных паров над поверхностью рассола, а следовательно, и влагосодержание d_w при той же температуре будет меньше, чем для воды. Понижение влагосодержания зависит только от температуры замерзания рассола но не от вида растворенной в нем соли.

Правило прямой линии для рассолов справедливо так же, как и для воды, но в этом случае процесс обработки воздуха ориентируется не на точку с параметрами t_w , $\phi = 1$, а на точку с параметрами t_s , $\phi_s < 1$. Из рис. 2.19 видно, что при одинаковых температурных условиях осушающее действие рассола выше, чем воды. Относительная влажность воздуха, равновесного с рассолом, в зависимости от его температуры замерзания приведена на рис. 2.20. При положительных температурах ϕ_s не зависит от температуры. Конденсация влаги на поверхности рассола приводит к снижению его концентрации и к повышению температуры замерзания. В этом случае необходимо принимать меры к восстановлению концентрации рассола.

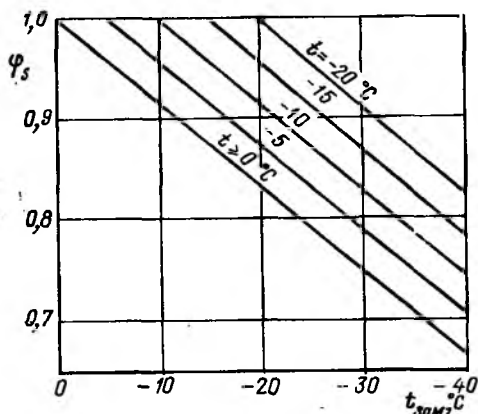


Рис. 2.20. Зависимость равновесной относительной влажности воздуха над рассолами от температуры их замерзания

ТЕПЛОВОЙ И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ
ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

3.1. ЗАДАЧИ И ПОРЯДОК РАСЧЕТА

Различают конструктивный и поверочный тепловой расчет аппаратов. Задачей конструктивного расчета, который выполняется при проектировании аппарата, является определение площади поверхности теплообмена, необходимой для передачи заданного теплового потока при заданных температурах сред. При поверочном расчете определяют конечные температуры сред и тепловую производительность для определенного аппарата, конструкция и площадь поверхности которого известны. Поверочный расчет обычно производят для выяснения тепловых показателей аппарата при режимах работы, отличных от расчетного.

Гидромеханический расчет ставит целью определение гидравлических сопротивлений и мощностей, необходимых для перемещения рабочих сред в аппарате. При этом принятые скорости движения сред должны быть увязаны с допустимыми сопротивлениями и условиями оптимизации.

При выполнении конструктивного теплового расчета должны быть известны (либо выбраны): предполагаемый тип аппарата, материалы для основных узлов, некоторые геометрические размеры (например, диаметр труб, форма и размеры ребер и т. п.), тепловая производительность аппарата, участвующие в теплообмене среды и температуры входа и выхода их из аппарата.

Некоторые данные принимаются на основании сведений, имеющихся в литературе для аппаратов, по типу аналогичных проектируемому. К ним относятся: конструктивная схема аппарата, схема движения сред, примерные величины проходных сечений, допускаемые перепады давлений, оптимальные величины скоростей сред, плотности теплового потока и др.

После предварительного, ориентировочного установления необходимых для расчета сведений осуществляется тепловой и гидравлический расчет аппарата.

Тепловой расчет целесообразно выполнять в следующем порядке: 1) составляется тепловой баланс аппарата; 2) определяется средний температурный напор θ_m между средами в аппарате; 3) определяются коэффициенты теплоотдачи теплой и холодной сред α_t и α_x ; 4) определяется коэффициент теплопередачи аппарата k и плотность теплового потока q ; 5) находится площадь поверхности теплообмена F ; 6) выбирается коэффициент запаса к найденной величине F , осуществляется компоновка аппарата и уточняются принятые значения скоростей и проходных сечений; 7) определяются и сопоставляются с допустимыми гидравлические сопротивления рабочих сред; 8) находятся мощности, необ-

ходимые для создания принятых скоростей движения; 9) подбираются насосы и вентиляторы, обеспечивающие необходимые мощности и потери напора.

Если аппараты проектируемого типа выпускаются промышленностью серийно, то после определения площади поверхности следует подобрать подходящую марку аппарата из имеющихся нормалей или каталогов. Затем по известной компоновке аппарата и расходам сред найти их действительные скорости и сопоставить с принятыми в расчете. В случае больших расхождений необходимо пересчитать площадь поверхности и подобрать другой аппарат из выпускаемых. После уточнений F и скоростей можно выполнять гидромеханический расчет.

Если коэффициент теплоотдачи одной из сред (или обеих) зависит от температурного напора стенка—жидкость, то после нахождения θ_m вычисляют коэффициент теплоотдачи среды, для которой α не зависит от θ , затем графоаналитическим методом или методом последовательных приближений находят плотность теплового потока, определяют площадь поверхности аппарата (если требуется, находят k и коэффициент теплоотдачи второй среды); далее расчет ведут в указанном выше порядке.

При поверочном расчете кроме конструкции и размеров аппарата должны быть известны расходы рабочих сред и их температура на входе в аппарат.

Поверочный расчет аппарата может быть выполнен в следующем порядке: 1) определяют коэффициенты теплоотдачи сред; 2) определяется коэффициент теплопередачи аппарата; 3) находят величины изменений температуры (Δt_t и Δt_x) и конечных температур (t_{t2} и t_{x2}) теплой и холодной жидкостей в аппарате; 4) определяется тепловая производительность аппарата.

Так как в начале этого расчета средние температуры жидкостей в аппарате ($t_{t, ср}$ и $t_{x, ср}$) и неизвестны, то при выполнении пунктов 1 и 2 либо ориентировочно задаются этими величинами, либо физические свойства жидкостей, входящие в уравнение для определения α , находят по температурам на входе в аппарат (t_{t1} и t_{x1}). После определения Δt_t и Δt_x можно уточнить значения физических свойств и пересчитать α и k . При малых разностях температур, характерных для работы холодильных аппаратов, этим уточнением можно пренебречь.

3.2. УРАВНЕНИЯ ТЕПЛООВОГО БАЛАНСА И ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

В основе теплового расчета аппарата (конструктивного и поверочного) лежат два основных уравнения: теплового баланса и теплопередачи.

Уравнение теплового баланса, пренебрегая теплообменом с окружающей средой, можно записать в следующем общем виде;

$$Q = G_t(i_{t1} - i_{t2}) = G_x(i_{x2} - i_{x1}) \quad (3.1)$$

или для однофазных сред

$$Q = G_T c_{pT} (t_{T1} - t_{T2}) = G_X c_{pX} (t_{X2} - t_{X1}), \quad (3.2)$$

где Q — тепловая производительность аппарата, Вт; i — удельная энтальпия, Дж/кг; G — массовый расход рабочей среды, кг/с; c_p — массовая изобарная теплоемкость среды, Дж/(кг·К). Индекс T указывает, что величины относятся к теплой среде, индекс X — к холодной; индекс 1 обозначает величины у входа в аппарат, 2 — у выхода из него.

Для конденсатора уравнение теплового баланса запишется в виде

$$Q = G_T (i_{T1} - i_{T2}) = G_X c_{pX} (t_{X2} - t_{X1});$$

для испарителя

$$Q = G_T c_{pT} (t_{T1} - t_{T2}) = G_X (i_{X2} - i_{X1}).$$

Расходы сред можно представить так:

$$G_T = w_T \rho_T f_T; \quad G_X = w_X \rho_X f_X, \quad (3.3)$$

где w — скорость, м/с; ρ — плотность среды, кг/м³; f — площадь поперечного сечения, через которое движется среда, м².

Часто в тепловых расчетах аппаратов применяется понятие волной теплоемкости массового расхода рабочей среды, которая определяется выражением: $W = G c_p$ [Дж/(с·К) = Вт/К]. Эту величину иногда также называют водяным эквивалентом. С учетом выражения для W уравнение теплового баланса (3.2) примет вид

$$Q = W_T \Delta t_T = W_X \Delta t_X, \quad (3.4)$$

где

$$\Delta t_T = t_{T1} - t_{T2}; \quad \Delta t_X = t_{X2} - t_{X1}.$$

Из выражения (3.4) следует, что

$$\Delta t_T / \Delta t_X = W_X / W_T,$$

т. е. что изменение температур рабочих сред в аппарате обратно пропорционально их водяным эквивалентам.

Следовательно, для процессов конденсации и кипения, в которых Δt хладагента равно нулю, водяные эквиваленты $W = \infty$, поэтому уравнение (3.4) можно применять только в случае изменения температур сред в аппарате.

Уравнения (3.1)—(3.4) связывают между собой производительность аппарата, расходы и температуру проходящих через него сред, их скорости и проходные сечения.

Уравнение теплопередачи, из которого обычно определяют площадь поверхности теплообмена, имеет вид

$$Q = k \theta_m F = q F, \quad (3.5)$$

где k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); F — площадь поверхности теплообмена, м²; q — плотность теплового потока от теплой среды к холодной, Вт/м².

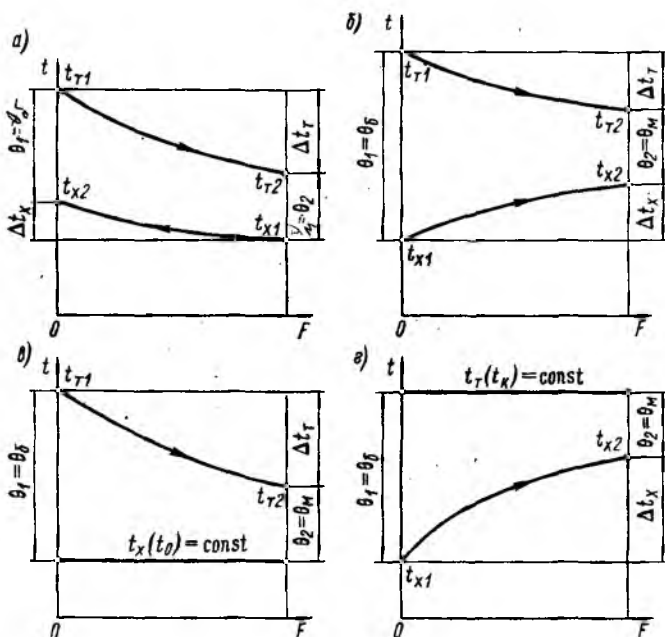


Рис. 3.1. Схемы изменения температур сред в аппаратах: а — в противоточном; б — в прямоточном; в — в испарителе; г — в конденсаторе

Разность между температурами сред (температурный напор) по поверхности аппарата изменяется и поэтому в уравнение теплопередачи подставляется средний температурный напор. Характер изменения температур сред зависит от схемы их движения и соотношения водяных эквивалентов. Для прямотока и противотока однофазных сред, а также при конденсации и кипении одной из сред характер изменения температур сред и температурного напора между ними показан на рис. 3.1. В теплообменниках с однофазными средами, например в регенеративном теплообменнике холодильной установки, может встречаться перекрестное или смешанное течение сред. При конденсации пара или кипении жидкости схема движения не оказывает влияния на θ_m .

В тепловом расчете аппаратов холодильных установок используется средний логарифмический температурный напор θ_m , который находится при условии постоянства массовых теплоемкостей и коэффициента теплопередачи по поверхности аппарата. Он определяется по уравнению

$$\theta_m = (\theta_6 - \theta_m) / [\ln (\theta_6 / \theta_m)], \quad (3.6)$$

которое справедливо для прямоточной и противоточной схем движения сред; θ_6 и θ_m — соответственно большая и меньшая

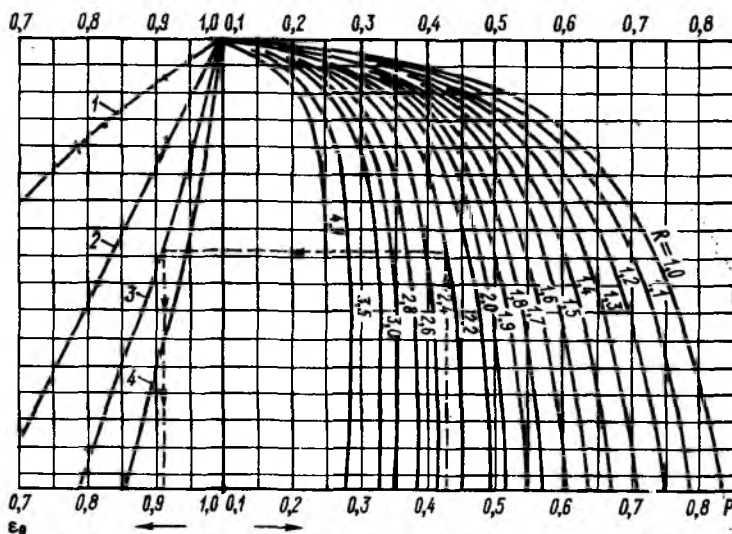


Рис. 3.2. Поправки к формуле среднего температурного напора $\epsilon_0 = f(P, R)$: 1 -- однократноперекрестный ток; 2 -- двухкратный; 3 -- трехкратный; 4 -- четырехкратный

из разностей температур сред на входе и выходе аппарата (рис. 3.1).

В аппаратах с перекрестным и смешанным движением сред значение θ_m , найденное по уравнению (3.6) для противотока, умножают на поправочный коэффициент ϵ_0 , который находят по графикам зависимостей $\epsilon_0 = f(P, R)$. Для схем движения, наиболее часто встречающихся в холодильных аппаратах, эти графики приведены на рис. 3.2. Для более сложных схем значения ϵ_0 приведены в литературе по теплопередаче [32, 43]. Величины P и R определяются из выражений:

$$P = \Delta t_x / (t_{\tau 1} - t_{x1}); \quad R = \Delta t_r / \Delta t_x.$$

Если для какой-либо сложной схемы движения выполняется условие $\theta_{m \text{ прям}} > 0,9\theta_{m \text{ прот.}}$, то средний температурный напор можно вычислить по формуле

$$\theta_m = 0,5(\theta_{m \text{ прям}} + \theta_{m \text{ прот.}}).$$

Если $\theta_6/\theta_m \leq 1,7$, то с точностью до 2 % θ_m может быть найден по средней арифметической зависимости

$$\theta_m = 0,5(\theta_6 + \theta_m).$$

3.3. КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ АППАРАТА

Коэффициент теплопередачи k является важной теплотехнической характеристикой аппарата. Его величина зависит от коэффициентов теплоотдачи сред и от термического сопротивления

стенки теплопередающей поверхности и загрязнений. При прочих равных условиях численное значение коэффициента теплопередачи зависит от того, к какой поверхности его относят. На величине теплового потока Q выбор расчетной поверхности не сказывается, так как во всех случаях произведение kF в уравнении (3.5) остается одинаковым.

В теплообменных аппаратах трубчатого типа из-за небольшой толщины стенки трубы коэффициент теплопередачи принято рассчитывать так же, как и в аппаратах с плоской поверхностью теплообмена, — по формуле для плоской стенки. При этом коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности теплообмена F_n (со стороны среды с коэффициентом теплоотдачи α_n), можно определить по уравнению

$$k_n = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_n} + \frac{F_n}{F_{ст}} \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{вн}} \frac{F_n}{F_{вн}} \right), \quad (3.7)$$

а коэффициент теплопередачи, отнесенный к площади внутренней поверхности $F_{вн}$ (со стороны среды с коэффициентом теплоотдачи $\alpha_{вн}$),

$$k_{вн} = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} \frac{F_{вн}}{F_n} + \frac{F_{вн}}{F_{ст}} \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_n} \right), \quad (3.8)$$

где α_n отнесен к площади поверхности F_n , $\alpha_{вн}$ — к поверхности $F_{вн}$; термические сопротивления стенки аппарата и загрязнений $\sum \delta_i / \lambda_i$ отнесены к площади поверхности $F_{ст}$, которая может быть равной F_n , $F_{вн}$ или $F_{ср} = 0,5(F_n + F_{вн})$. Если F_n и $F_{вн}$ намного отличаются друг от друга, а загрязнения имеются с обеих сторон стенки аппарата, то в уравнениях для k должно быть два слагаемых, учитывающих эти сопротивления и различие площадей поверхностей, на которых они отлагаются.

Очевидно, что $k_{вн} = k_n (F_n / F_{вн})$ и что уравнение теплопередачи с учетом выражений (3.7) и (3.8) можно записать в виде

$$Q = k_n \theta_m F_n = k_{вн} \theta_m F_{вн}. \quad (3.9)$$

Для аппаратов с $F_n = F_{вн}$ уравнения (3.7) и (3.8) переходят в формулу для теплопередачи через плоскую стенку и поэтому $k_n = k_{вн}$. Для аппаратов с оребренными трубами коэффициенты теплопередачи, отнесенные к гладкой и оребренной поверхности могут различаться в несколько раз.

Формулы (3.7) и (3.8) применимы для расчета гладкотрубных аппаратов (в этом случае $F_n / F_{вн} = d_n / d_{вн}$), а также оребренных при идеальном контакте ребер с основной стенкой аппарата (плоской или трубчатой) и одинаковой температуре всей поверхности ребра. Ко второму случаю относятся, например, фреоновые конденсаторы и испарители с накатными ребрами. В воздухоохладителях и воздушных конденсаторах ребра имеют малую толщину и сравнительно большую высоту. Кроме того, контакт между ребрами и поверхностью трубы неидеальный и потому возникает

контактное термическое сопротивление. В тепловом расчете этих и аналогичных им аппаратов при определении коэффициента теплопередачи приходится учитывать эффективность ребра $E_p = \theta_p/\theta_o$ или эффективность всей оребренной поверхности $E = \theta_{op}/\theta_{tr}$ (θ_p — средний по высоте ребра температурный напор между поверхностью ребра и окружающей его средой; θ_o — температурный напор между основанием ребра и средой; θ_{tr} — то же между поверхностью трубы и средой; θ_{op} — то же между общей поверхностью труб и ребер и средой).

Важной конструктивной характеристикой аппарата, влияющей на его производительность и, в частности, на величину k , является коэффициент оребрения β , представляющий отношение большей площади поверхности теплообмена к меньшей. При оребрении наружной поверхности аппарата $\beta = F_n/F_{вн}$, при оребрении внутренней $\beta = F_{вн}/F_n$. Величину β находят по конструктивным и геометрическим параметрам оребрения, принятым в начале расчета. Для характеристики увеличения оребренной поверхности по сравнению с основной гладкой (поверхность трубы, несущей ребра в трубчатых аппаратах или пластин в пластинчато-ребристых) служит степень оребрения $\varphi = F_{op}/F_o$, представляющая отношение площади оребренной поверхности (F_{op}) к неоребренной (F_o). Для стенки аппарата, оребренной снаружи и внутри, характерны две степени оребрения; наружная $\varphi_n = F_n/F_{o.n}$ и внутренняя $\varphi_{вн} = F_{вн}/F_{o.вн}$, где $F_{o.n}$ и $F_{o.вн}$ — площади наружной и внутренней поверхности стенки аппарата (без ребер). Для трубчатых аппаратов $F_{o.n}/F_{o.вн} = d_n/d_{вн}$. Очевидно, что $\beta = F_n/F_{вн} = (\varphi_n/\varphi_{вн})(d_n/d_{вн})$ или $\beta = F_{вн}/F_n = (\varphi_{вн}/\varphi_n) \times (d_{вн}/d_n)$ в зависимости от того, с какой стороны оребрение больше.

С учетом введенных понятий и обозначений коэффициент теплопередачи аппарата, оребренного с наружной и внутренней сторон, можно вычислить по уравнениям;

$$k_n = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_n E_n} + R_{ст} \frac{F_n}{F_{ст}} + \frac{1}{\alpha_{вн} E_{вн}} \frac{F_n}{F_{вн}} \right); \quad (3.10)$$

$$k_{вн} = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_n E_n} \frac{F_{вн}}{F_n} + R_{ст} \frac{F_{вн}}{F_{ст}} + \frac{1}{\alpha_{вн} E_{вн}} \right), \quad (3.11)$$

где k_n , $k_{вн}$ отнесены соответственно к полной наружной или полной внутренней поверхности аппарата; E_n и $E_{вн}$ — коэффициенты эффективности наружной и внутренней поверхностей; $R_{ст} = R_{тр} + R_{загр}$ — термическое сопротивление стенки трубы ($R_{тр}$) и различных загрязнений ($R_{загр}$).

Термическое сопротивление металлической стенки аппарата может оказывать некоторое влияние на величину $R_{ст}$, если она выполнена из коррозионно-стойкой стали или других материалов с $\lambda = 12 \div 15$ Вт/(м·К), а загрязнения невелики. В остальных

Таблица 3.1

Примерные расчетные значения $R_{ст}$

Вид аппарата	Хладагент	Тепло- и хладоноситель	Материал стенки трубы	$R_{ст}$, м ² ·К/кВт
Испаритель	Аммиак	Рассол CaCl_2	Сталь	0,70—0,80
	R12, R22	» CaCl_2	»	0,30—0,40
	R12, R22	» CaCl_2	Медь	0,2—0,25
	R12, R22	Вода	»	0,12—0,15
Конденсатор	Аммиак	Вода	Сталь	0,40—0,50
	R12, R22	»	»	0,20—0,30
	R12, R22	»	Медь	0,15—0,20

случаях основными в величине $R_{ст}$ являются термические сопротивления загрязнений. Последние резко изменяются в зависимости от условий и продолжительности эксплуатации. Для средних условий можно рекомендовать ориентировочные расчетные значения $R_{ст}$, указанные в табл. 3.1.

Уравнения (3.10) и (3.11) для конкретных аппаратов могут быть упрощены. В гладкотрубных аппаратах $E_n = E_{вн} = 1$, а $F_n/F_{вн} = F_{о.н}/F_{о.вн} = d_n/d_{вн}$. В аппаратах с накатным оребрением также можно принимать $E_n = E_{вн} = 1$. В аппаратах воздушного охлаждения, где обычно применяют наружное оребрение, $\varphi_{вн} = 1$, $E_{вн} = 1$, $F_n/F_{вн} = \beta$. В аппаратах с внутренним оребрением $E_n = 1$, $\varphi_n = 1$, $F_{вн}/F_n = \beta$. В холодильных аппаратах в качестве расчетной поверхности, к которой относят коэффициент теплопередачи, обычно принимают поверхность со стороны тепло- или хладоносителя. В воздушных аппаратах — это наружная оребренная поверхность (F_n), в кожухотрубных конденсаторах и испарителях — внутренняя поверхность труб ($F_{вн}$).

В аппаратах с жидкими хладоносителями α_n и $\alpha_{вн}$ — конвективные коэффициенты теплоотдачи, методы вычисления которых изложены в гл. 2. В испарительных конденсаторах и воздухоохлаждателях коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха (α_n) должен учитывать влагообмен, а в камерных батареях — еще и лучистый теплообмен.

Для вычисления коэффициентов теплоотдачи при кипении и конденсации хладагентов необходимо знать температурный напор между стенкой и хладагентом. Его можно определить методом последовательных приближений либо графоаналитическим методом. Сущность последнего состоит в следующем: по теоретическим или эмпирическим уравнениям типа $\alpha_a = f(\theta_a)$ получают зависимость для плотности теплового потока со стороны хладагента

$$q_a = \alpha_a \theta_a = f(\theta_a) \theta_a F_a / F_w.$$

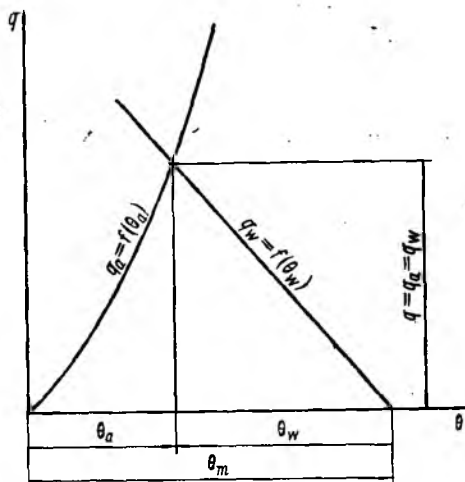


Рис. 3.3. Графоаналитический метод расчета теплообменного аппарата (испарителя)

Подобную же зависимость для плотности теплового потока со стороны тепло- или хладоносителя получают по уравнению

$$q_w = \theta_w / (1/\alpha_w + R_{ст} F_w / F_a).$$

Здесь обе величины q отнесены к площади поверхности со стороны тепло- или хладоносителя F_w ; F_a — площадь поверхности со стороны холодильного агента. При наличии оребрения поверхности под α_a и α_w надо понимать приведенные коэффициенты теплоотдачи.

Обе зависимости строят в координатах $q-\theta$ (рис. 3.3). В точке пересечения

обеих линий плотности теплового потока q_a и q_w равны между собой, а также равны q — плотности теплового потока от горячей среды к холодной при стационарном режиме работы аппарата. Поскольку в указанных выше уравнениях q_a и q_w отнесены к F_w , то найденная из графика величина $q = q_{fw}$, т. е. относится к площади поверхности F_w . По этой величине и заданному Q определяют площадь поверхности аппарата $F_w = Q/q_{fw}$. Если при определении q_a и q_w их относят к площади поверхности F_a , то из графика находят $q = q_{fa}$ и $Q/q_{fa} = F_a$.

3.4. ПРИВЕДЕННЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ ТЕПЛООТДАЧИ. КОЭФФИЦИЕНТЫ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОРЕБРЕННОЙ ПОВЕРХНОСТИ

В связи с тем, что температурный напор изменяется по высоте ребра и не равен напору в основании ребра, для характеристики процесса теплообмена между оребренной поверхностью и средой применяют понятие приведенного коэффициента теплоотдачи. Приведенный коэффициент теплоотдачи представляет отношение теплового потока между оребренной поверхностью и средой к произведению температурного напора между стенкой аппарата, несущей ребра, и средой $\theta_{тр}$ на величину площади поверхности, к которой осуществляют приведение. Если контакт между ребрами и трубой идеальный, то температура основания ребра равна температуре стенки трубы и $\theta_{тр} = \theta_0$. В этом случае

$$\alpha_{пр} = \alpha_n \left(\frac{F_p}{F_{пр}} E_p + \frac{F_{мп}}{F_{пр}} \right) = \alpha_n E_{нд}, \quad (3.12)$$

где α_n — истинный конвективный коэффициент теплоотдачи между поверхностью и средой, отнесенный к средней разности температур между ними и к общей поверхности труб и ребер, F_p , F_{mp} и F_{np} — площади ребер, межреберных участков труб и поверхности, к которой осуществляется приведение; E_p — эффективность ребра; $E_{нд}$ — эффективность оребренной поверхности при отсутствии контактного сопротивления. Если в качестве F_{np} рассматривать поверхность $F_{op} = F_p + F_{mp}$, то $E_{нд} = E_p + (1 - E_p)(F_{mp}/F_{op})$ или

$$E_{нд} = E_p + [(1 - E_p)(1 - \delta_p/S_p)]/\varphi.$$

В случае труб с насадными отдельными круглыми и прямоугольными или пластинчатыми ребрами между основанием последних и стенкой трубы возникает контактное термическое сопротивление. Оно уменьшает количество теплоты, передаваемое (или воспринимаемое) ребрами. При тепловом расчете и конструировании аппаратов это обстоятельство необходимо учитывать. Величина контактного термического сопротивления зависит от качества контакта, которое определяется способом соединения трубы и ребра. В настоящее время контакт между ними достигается путем механической или гидравлической раздачи труб. Качество контакта определяется натягом, создаваемым при раздаче, а также материалом пленки, которая наносится на трубы и ребра перед раздачей. Пленка из мягкого материала (олово, цинк) или из лака при раздаче труб деформируется и заполняет пустоты, образующиеся между ребром и трубой. Наличие контактного сопротивления в тепловом расчете можно учесть либо при определении эффективности оребренной поверхности, либо при расчете коэффициента теплопередачи включением R_k в общее термическое сопротивление.

Первый способ, предложенный А. А. Гоголиным, состоит в том, что рассматривается эффективность оребренной поверхности E , учитывающая наличие контактного сопротивления. Обозначим величину, характеризующую эффективность контакта между ребрами и несущей стенкой аппарата, $C_k = \theta_0/\theta_{tr} = (t_0 - t_{ж})/(t_{tr} - t_{ж})$, где t_{tr} , t_0 , $t_{ж}$ — температура поверхности трубы, основания ребра и жидкости. Представив приведенный к оребренной поверхности коэффициент теплоотдачи $\alpha_{np.op} = Q/(\theta_{tr}F_{op})$, получим уравнение для приведенного коэффициента теплоотдачи при наличии контактного сопротивления между трубой и ребром

$$\alpha_{np.op} = \alpha_n [(F_{mp}/F_{op} + (C_k E_p F_p / F_{op})] = \alpha_n E, \quad (3.13)$$

Здесь величина, стоящая в квадратных скобках и обозначенная E , характеризует эффективность всей оребренной поверхности с учетом контактного сопротивления между ребрами и трубой. Ее можно представить в следующем виде:

$$E = E_p C_k + [(1 - E_p C_k)(1 - \delta_p/S_p)]/\varphi. \quad (3.14)$$

Коэффициент теплоотдачи, приведенный к поверхности F_0 ,

$$\alpha_{пр. 0} = \alpha_n E \varphi.$$

Очевидно, что при $C_n = 1$ $E = E_{нн}$. В формулах (3.13) и (3.14) применительно к наружному оребрению $\alpha_n = \alpha_{нн}$, $E = E_{нн}$, $\varphi = \varphi_{нн}$, применительно ко внутреннему $\alpha_n = \alpha_{вн}$, $E = E_{вн}$, $\varphi = \varphi_{вн}$.

Коэффициент теплопередачи аппарата можно определить по формулам (3.10) и (3.11), вычислив E_n и (или) $E_{нн}$ либо применив понятие приведенного коэффициента теплоотдачи. Так, например, для аппарата, оребренного с наружной стороны:

$$k_n = 1 / [(1/\alpha_{пр. оп}) + (R_{ст} F_{оп} / F_{ст}) + (F_{оп} / \alpha_{нн} F_{нн})];$$

$$k_{нн} = 1 / [(F_{нн} / \alpha_{пр. оп} F_{оп}) + (R_{ст} F_{нн} / F_{ст}) + (1/\alpha_{вн})].$$

Для определения E или $\alpha_{пр}$ необходимо знать коэффициенты контакта C_n и эффективности ребра E_p .

В воздушных аппаратах с наружным оребрением труб для ребер литых, накатных и насадных с последующей металлизацией (припоем) величина $C_n = 1$, для ребер с воротником, насаженных на обезжиренную трубу, при заполнении возможного зазора конденсатом из воздуха $C_n = 0,95 \div 0,98$; в остальных случаях для насадных ребер в зависимости от степени оребрения φ_n и качества исполнения контакта можно принимать:

φ_n	10	15	20	25
C_n	0,7—0,86	0,6—0,8	0,55—0,75	0,5—0,7

В работе [51] получены экспериментальные данные о контактом сопротивлении между алюминиевыми гофрированными ребрами (прямоугольного сечения) и медными трубами при различных способах их соединения и предварительном покрытии труб и ребер различными материалами (цинк, олово, лак). Опыты проводились при $Re = 1000 \div 4000$. Установлено, что нанесение на трубы покрытий из олова или цинка уменьшает контактное сопротивление на 9—20 % и что при механической раздаче труб оно меньше, чем при гидравлической.

В аппаратах со вставленными в трубы ребрами контактное сопротивление также играет существенную роль в процессе теплопередачи. Для испарителей с внутритрубным кипением Ф. Н. Дьячков при $q = 1,75 \div 14$ кВт/м² и расходном паросодержании $x = 0,1 \div 0,9$ выявил влияние температуры кипения на контактное сопротивление:

t_0	5	—5	—15 °C
C_n	0,86	0,7	0,6

Это влияние автор объясняет различием коэффициентов линейного расширения материалов трубы (медь) и оребренной вставки (алюминий). Приведенные величины C_n получены для вставки с пятью ребрами.

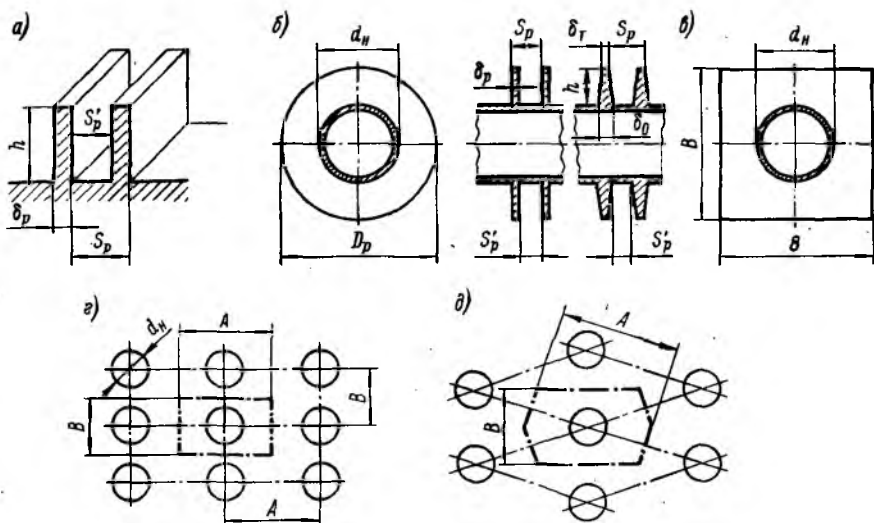


Рис. 3.4. Ребра различной конфигурации: а — прямые; б — круглые; в — квадратные; г — элемент пластинчатого ребра на коридорном пучке труб; д — то же на шахматном пучке. Круглые и квадратные ребра показаны как с прямоугольным, так и с трапециевидным сечением

В некоторых литературных источниках приведены опытные данные не для C_k , а для контактного термического сопротивления, пропорционального разности температур между трубой и основанием ребра, $R_{кт} = \theta_{кт}/q$, где $\theta_{кт} = t_{тр} - t_o$. Зависимость между $R_{кт}$, отнесенным к оребренной поверхности, и C_k в уравнении (3.14) имеет вид

$$C_k = \frac{1}{1 + R_{кт}\alpha_k E_{нд}} = \frac{1}{1 + R_{кт}\alpha_k \left[E_p + \frac{(1 - E_p)(1 - \delta_p/S_p)}{\varphi} \right]}.$$

При втором способе учета неплотности контакта между ребрами и несущей их стенкой аппарата приведенный коэффициент теплоотдачи рассчитывают по уравнению (3.12), а $R_{кт}$ включают как слагаемое в общее термическое сопротивление. В этом случае для аппарата с наружным оребрением

$$k_n = 1/(1/\alpha_{пр}) + R_{кт} + (R_{ст}F_{ор}/F_{ст}) + (F_{ор}/\alpha_{вн}F_{вн}),$$

а в выражение для $k_{вн}$ надо включить слагаемое $R_{кт}F_{вн}/F_{ор}$.

Коэффициент эффективности ребра E_p зависит от формы, размеров и материала ребра и от величины коэффициента теплоотдачи между поверхностью ребра и окружающей его средой α_n . Для определения E_p можно применять уравнение

$$E_p = \text{th}(mh')/(mh'), \quad (3.15)$$

где $m = \sqrt{2\alpha_n/(\lambda\delta_p)}$; λ и δ_p — теплопроводность и толщина ребра; h' — условная высота ребра, зависящая от его формы и размеров.

В холодильных аппаратах находят применение прямые ребра постоянной толщины (рис. 3.4, а), к которым относятся гладкая насадка пластинчато-ребристых поверхностей, продольные ребра внутри труб. Более часто на практике встречается наружное оребрение труб. Ребра на трубах могут быть круглыми (рис. 3.4, б) постоянной или переменной толщины, квадратными (рис. 3.4, в) либо выполняться в виде пластин, насаживаемых одновременно на несколько труб (см. рис. 6.1). Условно выделенные элементы таких ребер показаны на рис. 3.4, г и д.

Формулы для определения h' для ребер разной формы приведены в табл. 3.2.

Размеры D_p , d_n , A и B показаны на рис. 3.4, из которого видно, что уравнения для прямоугольных и шестигранных ребер применяются при расчете пластинчатых ребер в коридорных и шахматных пучках труб. При этом буквой A обозначается больший размер, B — меньший.

Ниже приведены значения E_p , вычисленные по формуле (3.15), в зависимости от mh' :

mh'	0	0,1	0,2	0,3	0,4
E_p	1,00	0,997	0,987	0,971	0,950
mh'	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2
E_p	0,924	0,895	0,830	0,762	0,695
mh'	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
E_p	0,695	0,632	0,576	0,525	0,482
mh'	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5
E_p	0,394	0,332	0,285	0,250	0,220

Таблица 3.2

Формулы для определения h' в уравнении (3.15)

Ребро	Элементы ребер по рис. 3.4	Формулы для определения	
		h'	других величин
Прямое	а	$h' = h$	—
Круглое	б	$h' = h (1 + 0,35 \ln \rho)$	$\rho = D_p/d_n$ $h = 0,5 (D_p - d_n)$
Прямоугольное	г	$h' = 0,5 d_n (\rho - 1) \times$ $\times (1 + 0,35 \ln \rho)$	$\rho = 1,28 (B/d_n) \sqrt{(A/B) - 0,2}$
Квадратное	в		$\rho = 1,15 B/d_n$
Шестигранное	д		$\rho = 1,27 \frac{B}{d_n} \sqrt{(A/B) - 0,3}$

Для ребер трапециевидального сечения можно использовать уравнение (3.15) и данные табл. 3.2 для прямоугольного ребра, принимая в них среднюю толщину ребра $\delta_p = 0,5 (\delta_o + \delta_r)$ и умножая полученные результаты на коэффициент ϵ_d (см. работу [58]).

При выборе размеров ребер следует иметь в виду, что практически в большинстве случаев нецелесообразно иметь $E_p < 0,7$. Вместе с тем размеры ребра можно оптимизировать, например, по минимуму массы для заданного теплового потока или по максимуму теплового потока при заданной массе. Аналитические соотношения между оптимальными высотой и толщиной ребра приведены в работе [34].

3.5. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ (КПД) АППАРАТА

Если известны тепловой поток Q , расход среды G и начальная ее температура, то конечная температура легко может быть найдена из уравнения теплового баланса (3.4)

$$t_2 = t_1 + [Q/(Gc_p)] = t_1 \pm (Q/W),$$

где знак «плюс» относится к холодной среде, а «минус» — к теплой.

Если величина теплового потока неизвестна, а известными являются начальные температуры обеих сред, то конечную температуру любой среды можно найти с помощью так называемого коэффициента полезного действия (КПД) теплообменника η , представляющего собой отношение действительно полученного изменения температуры среды к максимально возможному:

$$\eta = \Delta t / (t_{t1} - t_{x1}). \quad (3.16)$$

Из этого уравнения получают выражение конечной температуры среды

$$t_2 = t_1 \pm \eta (t_{t1} - t_{x1}).$$

Для сред, движущихся в аппарате противотоком, КПД аппарата может быть выражен следующей формулой, пригодной как для теплой, так и для холодной среды:

$$\eta_T(x) = \frac{1 - \exp \left[-\frac{kF}{W_T(x)} \left(1 - \frac{W_T(x)}{W_X(\tau)} \right) \right]}{1 - \frac{W_T(x)}{W_X(\tau)} \exp \left[-\frac{kF}{W_T(x)} \left(1 - \frac{W_T(x)}{W_X(\tau)} \right) \right]}. \quad (3.17)$$

Нетрудно заметить, что $kF/W = \Delta t/\theta$. Некоторые авторы для величины kF/W применяют заимствованное из зарубежной литературы обозначение NTU (число единиц переноса теплоты), однако введение этого понятия вместо давно используемого в отечественной литературе КПД теплообменника представляется неоправданным.

В испарителе изменяет температуру теплая среда (хладоноситель), температура холодной (кипящего хладагента) остается постоянной ($t_x = t_o$), поэтому $W_x = \infty$. В этом случае из уравнения (3.17) следует выражение для КПД испарителя

$$\eta_n = 1 - \exp(-kF/W_s). \quad (3.18)$$

Индекс n относится к испарителю, s — к хладоносителю.

В конденсаторе изменяет температуру холодная среда (вода, воздух), температура теплой — (конденсирующегося хладагента) остается постоянной ($t_r = t_n$), $W_r = \infty$. Выражение для η в этом случае будет аналогично уравнению (3.18)

$$\eta_n = 1 - \exp(-kF/W_w). \quad (3.19)$$

Индекс k относится к конденсатору, w — к воде или воздуху. Зависимость между величиной kF/W и КПД теплообменного аппарата, испарителя, конденсатора, в котором для одной из сред $W = \infty$, показано ниже

kF/W	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0
η	0,393	0,632	0,777	0,865	0,950	0,982	0,993

С помощью КПД аппарата можно вычислить тепловой поток в нем и площадь теплопередающей поверхности, не вычисляя средний температурный напор между средами. Из уравнений (3.4) и (3.16) следует:

$$Q = W\eta(t_{r1} - t_{x1}). \quad (3.20)$$

Для определения площади теплопередающей поверхности F в уравнение (3.20) вносим выражение для η из уравнения (3.18) или (3.19) и решаем его относительно F . В результате получаем

$$F = -\frac{W}{k} \ln \left[1 - \frac{Q}{W(t_{r1} - t_{x1})} \right].$$

Для испарителя здесь надо подставлять разность между начальной температурой хладоносителя t_{s1} и температурой кипения хладагента t_o , а для конденсатора — разность между температурой конденсации t_n и начальной температурой охлаждающей воды или воздуха t_{w1} .

3.6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ РАЗМЕРОВ И ПРОХОДНЫХ СЕЧЕНИЙ В АППАРАТАХ

Кожухотрубные аппараты. В кожухотрубных аппаратах трубы в решетках обычно размещаются в углах равносторонних треугольников с расстоянием между осями $S = (1,25 \div 1,5) d_n$. При развальцовке труб не рекомендуется принимать $S < 1,3d_n$. При размещении по сторонам треугольника трубы в решетке располагаются в виде правильного шестиугольника — гексагональное расположение (рис. 3.5). Для этого случая соотношение между

числом труб a , размещаемых по стороне внешнего шестиугольника, числом труб m , находящихся на его большей диагонали, и полным числом труб $n_{тр}$, заполняющих все шестиугольники трубной решетки, представлено в табл. 3.3. Если число труб m больше 13, то в пространстве между гранями внешнего шестиугольника и обечайкой можно разместить еще некоторое число труб (до 10—15 % от $n_{тр}$). Такое размещение называют полным заполнением решетки; соответствующее ему число труб $n_{пз}$ также приведено в табл. 3.3.

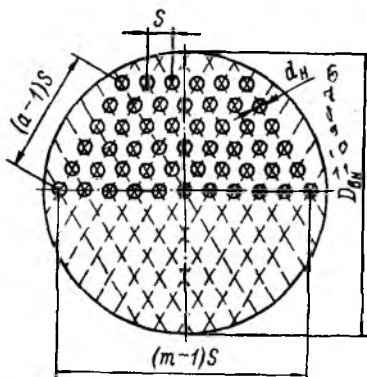


Рис 3.5. Размещение труб в трубной решетке по схеме шестиугольника

Внутренний диаметр обечайки (кожуха) можно найти из уравнения

$$D_{вн} = mS, \quad (3.21)$$

в котором принято, что расстояние между стенкой обечайки и крайними трубами, размещенными по большей диагонали внешнего шестиугольника, равно $0,5S$.

Общее число труб, расположенных в пределах шестиугольников,

$$n_{тр} = 0,75 (m^2 - 1) + 1. \quad (3.22)$$

Если из теплового расчета получили общее число труб, соответствующее полному заполнению трубной решетки, то число труб m , входящее в уравнение (3.21), можно найти с помощью табл. 3.3.

При выборе основных размеров трубной решетки и обечайки может быть принят следующий порядок. Размерами (диаметром) труб, формой и размерами ребер обычно задаются в начале расчета. Толщину стенки трубы определяют из условий прочности

Таблица 3.3

Число труб, размещаемых в трубной решетке кожухотрубного теплообменника

a	m	$n_{тр}$	$n_{пз}$	a	m	$n_{тр}$	$n_{пз}$	a	m	$n_{тр}$	$n_{пз}$	a	m	$n_{тр}$	$n_{пз}$
2	3	7	7	8	15	169	187	14	27	547	613	20	39	1141	1303
3	5	19	19	9	17	217	241	15	29	631	721	21	41	1261	1459
4	7	37	37	10	19	271	301	16	31	721	823	22	43	1387	1615
5	9	61	61	11	21	331	367	17	33	817	931	23	45	1519	1765
6	11	91	91	12	23	397	439	18	35	919	1045	24	47	1657	1921
7	13	127	127	13	25	469	517	19	37	1027	1165	25	49	1801	2083

и способности против коррозии. По конструктивным и технологическим соображениям она должна быть не меньше 0,5—0,8 мм для медных труб и 1,5—2 мм — для стальных. Общую длину труб находят из уравнения

$$L = F/(\pi d),$$

где F — расчетная площадь поверхности, определяемая из теплового расчета, а d — соответствующий ей диаметр труб. Если в тепловом расчете найдена площадь оребренной поверхности, то вместо F подставляется $F_{ор}/\beta$ либо вместо πd подставляется площадь поверхности оребренной трубы длиной в 1 м.

Затем, задаваясь длиной одной трубы l , находят общее число труб в аппарате $n = L/l$ (здесь n соответствует $n_{тр}$ или $n_{вн}$ в табл. 3.3). Для кожухотрубных аппаратов в зависимости от производительности $l = 1,5 \div 8$ м. Найденное значение n округляют до целого числа и по формуле (3.22) или по табл. 3.3 определяют числа труб m и a , а по уравнению (3.21) — диаметр обечайки $D_{вн}$.

Полученные размеры, число и компоновка труб в обечайке должны быть увязаны с выбранными при тепловом расчете скоростями рабочих сред. Иначе говоря, проходное сечение теплообменника должно отвечать условию

$$f = G/(\omega \rho),$$

где G — расход рабочей среды, кг/с; ρ — плотность, кг/м³; ω — принятая при определении коэффициентов теплоотдачи скорость среды (оптимальная или близкая к ней), м/с.

Ниже приведены соотношения между конструктивными характеристиками аппарата и скоростями рабочих сред для случаев, наиболее часто встречающихся в холодильных аппаратах.

Движение рабочей среды внутри труб. Этот случай относится к расчету проходных сечений для тепло- и хладоносителя в конденсаторах и испарителях с межтрубным протеканием хладагента, а также к расчету проходных сечений для хладагента в испарителях с внутритрубным кипением.

При использовании прямых гладких труб проходное сечение

$$f = f_{г\lambda} = 0,785 d_{вн}^2 n_x = 0,785 d_{вн}^2 n/z,$$

где n_x — число труб в одном ходу; n — общее число труб; z — число ходов. Отсюда: решая это уравнение относительно n_x и подставляя в него f из предыдущего соотношения, получаем

$$n_x = f/(0,785 d_{вн}^2) = G/(0,785 d_{вн}^2 \omega \rho); \quad z = n/n_x.$$

При использовании прямых труб с внутренним продольным оребрением или турбулизаторами

$$f = f_{ор} = 0,785 d_{вн}^2 \mathcal{J} n/z,$$

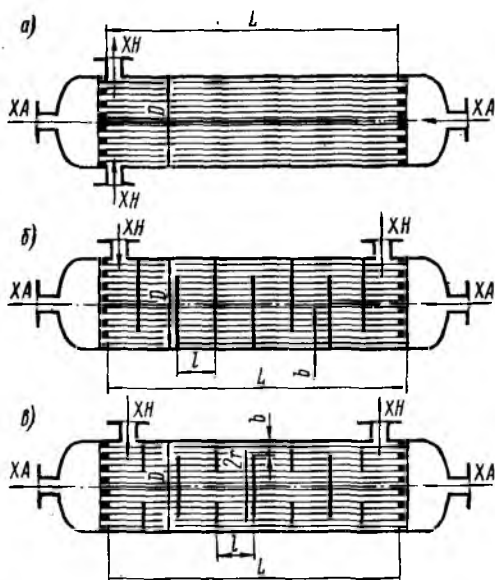
где $\mathcal{J} = f_{ор}/f_{г\lambda}$ — коэффициент, учитывающий сужение проходного сечения за счет ребер.

Рис. 3.6. Возможные схемы протекания хладагента в кожухотрубных испарителях с внутритрубным кипением хладагента: а — продольное движение хладагента; б — поперечное движение и сегментные перегородки; в — поперечное движение и концентрические перегородки

Таблица 3.4

Значения $\sqrt{\chi}$ к формуле (3.23)

$l/D_{\text{вн}}$	$\sqrt{\chi}$ при $b/D_{\text{вн}}$			
	0,15	0,2	0,25	0,30
0,2	0,830	1,051	1,233	1,397
0,3	0,678	0,858	1,005	1,136
0,4	0,587	0,743	0,872	0,983
0,5	0,525	0,665	0,775	0,880



Для известной скорости движения среды и найденного числа труб n можно определить n_x и z . Найденные значения n , n_x и z округляются до целых чисел, причем z обычно выбирается равным четному числу. Для хладагента и теплоносителя обычно принимают $z = 2 \div 8$ ходов. Для хладагента, кипящего в трубах, $z = 1 \div 2$. После этого проверяется соответствие между скоростями, принятыми в тепловом расчете и найденными для окончательной компоновки аппарата. При большом различии между ними расчет повторяется.

Движение рабочей среды в межтрубном пространстве может осуществляться либо вдоль, либо поперек труб (рис. 3.6). Этот случай характерен для движения хладагента в межтрубном пространстве испарителя с внутритрубным кипением.

При продольном обтекании оребренных труб проходное сечение

$$f = 0,785J(D^2 - nd_n^2)/z.$$

Обычно $z = 1 \div 2$. При отсутствии наружного оребрения труб $J = 1$.

В случае поперечного обтекания движение рабочей среды приобретает сложный характер. В пространстве между перегородками она движется, в основном, поперек труб, при проходе через окна в перегородках — вдоль труб. При переходе от одного направления к другому на некотором участке поверхности поток движется по наклонной траектории. Кроме того, часть потока проходит вдоль аппарата через зазоры между перегородками и стенками труб и обечайки. Для этого случая в качестве проход-

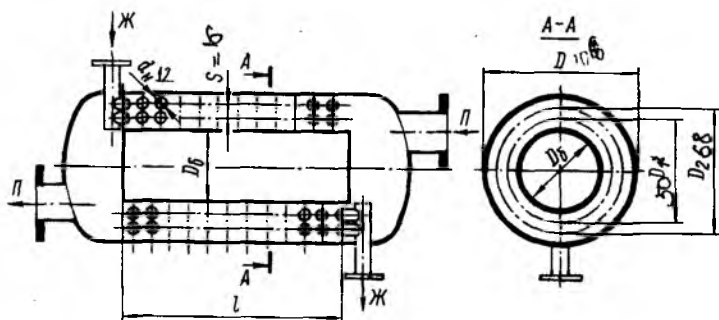


Рис. 3.7. Схема теплообменного аппарата витого типа:

Ж — жидкость; П — пар

ного сечения можно принимать среднюю геометрическую величину из живого сечения при поперечном токе $f_{\text{поп}}$, найденного по диаметру обечайки, и живого сечения в окне перегородки при продольном токе $f_{\text{пр}}$,

$$f = \sqrt{f_{\text{поп}} f_{\text{пр}}} = f_{\text{поп}} \sqrt{\chi}, \quad (3.23)$$

где $\chi = f_{\text{пр}}/f_{\text{поп}}$. Для гексагонального расположения труб в пучке и $b/D_{\text{вн}} = 0,15 \div 0,30$ величины $\sqrt{\chi}$ даны в табл. 3.4. Размер b показан на рис. 3.6, б.

Учитывая преобладающую роль поперечного движения, автор [34] предлагает принимать $f_{\text{поп}} \approx f_{\text{пр}}$, т. е. $\chi = 1$. В общем случае уравнение (3.23) можно представить в виде

$$f = D_{\text{вн}} l \{1 - (d_n/S)\} \sqrt{\chi};$$

при $S/d_n = 1,3$ $f = 0,231 D_{\text{вн}} l \sqrt{\chi}$.

Пластинчатые и пластинчато-ребристые теплообменники. В аппаратах этого типа проходное сечение для обеих рабочих сред может быть подсчитано по следующей формуле:

$$f = n B \delta \mathcal{J},$$

где n — число каналов, образованных пластинами для протекания хладоносителя; B — ширина канала; δ — расстояние между пластинами; $\mathcal{J}$ — коэффициент стеснения проходного сечения ребрами (в пластинчато-ребристых теплообменниках). При переменном зазоре между пластинами, имеющими волнистый характер, в расчет принимается среднее его значение $\delta_{\text{ср}}$.

Для стандартных пластин отечественного производства проходные сечения образуемых ими каналов приведены в работах [3, 26]. Величина $\mathcal{J}$ в выполненных пластинчато-ребристых теплообменниках изменяется в пределах 0,7—0,85, в зависимости от формы, толщины и шага ребер [17].

Теплообменники витого типа (рис. 3.7). Такие теплообменники применяются в холодильных машинах для переохлаждения жидкого хладагента перед регулирующим вентилем за счет перегрева

всасываемого компрессором пара. Жидкий хладагент проходит по змеевику, а парообразный — в межтрубном пространстве, между внутренним барабаном, на котором в несколько рядов навity трубы, и обечайкой. Проходное сечение этого межтрубного пространства

$$f_1 = \pi D_{cp} m (S - d_n),$$

где $D_{cp} = 0,5 (D_6 + D_{вн})$ — средний диаметр межтрубного пространства; $D_6 = (10 \div 20) d_n$ — наружный диаметр барабана, на который навиваются трубы; $D_{вн} = D_6 + 2mS$ — внутренний диаметр обечайки; m — число слоев навивки труб; $S \geq 1,4d_n$ — расстояние между осями труб в двух смежных слоях.

Проходное сечение навityх труб при параллельном соединении отдельных спиралей

$$f_2 = 0,785 d_n^2 m.$$

Для того чтобы гидравлическое сопротивление труб в каждом змеевике было одинаковым, все они должны иметь равную длину, т. е. $L = \pi D_1 z_1 = \pi D_2 z_2$. Отсюда следует, что при разных диаметрах навивки змеевиков (D_1, D_2 и т. д.) число витков z в разных змеевиках должно быть различным и определяться из последнего уравнения. Общая габаритная длина змеевика l (см. рис. 3.7) должна не менее чем в 5—10 раз превышать ширину кольцевого проема, равную $0,5(D_{вн} - D_6)$.

3.7. ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Задачей гидромеханического расчета является определение потерь давления Δp , обусловленных гидро- или аэродинамическими сопротивлениями, возникающими при движении рабочих сред в теплообменном аппарате. Знание величин Δp необходимо для определения мощности насосов и вентиляторов, а также для выбора рациональных конструктивных характеристик и оптимизации режимов работы аппарата.

Закономерности, описывающие процессы движения различных сред и общие методы расчета гидродинамических потерь, приведены в работе [25]. Здесь эти вопросы рассмотрены лишь применительно к определению потерь давления в аппаратах холодильной установки.

Сторона тепло- и хладоносителя. В общем виде гидравлическое сопротивление аппарата на стороне тепло- и хладоносителя может быть выражено следующим уравнением:

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_m = \sum \xi (L/d_e) \omega^2 \rho / 2 + \sum \zeta \omega^2 \rho / 2, \quad (3.24)$$

где $\Delta p_{тр}$ — потеря давления от трения при протекании тепло- или хладоносителя в каналах и трубах, Па; Δp_m — потеря давления от местных сопротивлений, связанных с внезапным изме-

нением скорости или направления потока, Па; ξ — коэффициент трения; L — длина канала или трубы, м; d_3 — эквивалентный диаметр канала, м, $d_3 = 4f/P$; f — сечение для прохода жидкости, м²; P — периметр сечения, смачиваемый жидкостью, м; w — скорость рабочей среды в данном сечении, м/с; ρ — ее плотность, кг/м³; ξ — коэффициент местного сопротивления.

При характерных для холодильных аппаратов малых перепадах температур гидромеханический расчет можно вести, рассматривая поток как изотермический. В частности, изменением вязкости и ускорением, возникающим при изменении плотности ρ , можно пренебречь. Гидравлическое сопротивление за счет напора, создаваемого столбом жидкого тепло- или хладоносителя, в расчет аппарата не вносится, так как в закрытых циркуляционных системах этот напор компенсируется отрицательным напором в опускных трубах, а в системах с открытой циркуляцией он невелик по сравнению с напором в системе трубопроводов и должен учитываться при расчете последней.

Коэффициент трения ξ для прямых и гладких труб определяется по следующим уравнениям.

Для ламинарного потока независимо от шероховатости трубы или канала

$$\xi = A/Re. \quad (3.25)$$

Здесь постоянная A зависит от формы сечения канала: для круглого сечения $A = 64$; для квадратного $A = 57$; для прямоугольного с отношением сторон $b/a = 0,1$ $A = 85$, при $b/a = 0,2$ $A = 76$, при $b/a = 0,4$ $A = 66$, при $b/a = 0,6$ $A = 60$; для плоской и кольцевой щелей $A = 96$; для равностороннего треугольника $A = 53$.

Для турбулентного потока ($Re = 3\,000 \div 100\,000$) в гладких трубах по Блазиусу

$$\xi = 0,3164/Re^{0,25}. \quad (3.26)$$

Это уравнение можно применять без поправки на шероховатость для гладких медных и латунных труб. Для стальных труб, обладающих заметной шероховатостью, рекомендуется уравнение [54]

$$\xi = 0,11 [(\Delta/d_{\text{вн}}) + (68/Re)]^{0,25},$$

где Δ — эквивалентная абсолютная шероховатость, мм; $d_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр трубы, мм.

Для новых чистых стальных цельнотянутых труб $\Delta \approx 0,02 \div 0,05$ мм; для стальных цельнотянутых труб, побывавших в контакте с хладагентами и деаэрированной очищенной водой, $\Delta \approx 0,1$ мм; для стальных труб в рассольных системах $\Delta \approx 0,5$ мм.

При протекании тепло- и хладоносителей в спиральных змеевиках коэффициент трения, подсчитанный по приведенным уравнениям, надо умножить на коэффициент $\epsilon_{\text{сп}}$, зависящий от отноше-

ния радиуса эмеевника по оси трубы R к внутреннему диаметру трубы $d_{\text{вн}}$:

$R/d_{\text{вн}}$	250	20	10	8	6	5	4	3
$\zeta_{\text{сп}}$	1,0	1,10	1,25	1,35	1,50	1,60	1,70	1,90

Из всего разнообразия местных сопротивлений в холодильных аппаратах наиболее часто встречаются: внезапное расширение ζ_p при переходе потока из меньшего сечения f_m в большее f_0 внезапное сужение ζ_c сечения с f_0 на f_m и повороты потока без изменения сечения $\zeta_{\text{п}}$. Для расчета первых двух коэффициентов рекомендуются уравнения [25]:

$$\zeta_p = [1 - (f_m/f_0)]^2; \quad \zeta_c = 0,5 [1 - (f_m/f_0)]^{0,75}.$$

Коэффициенты ζ_p и ζ_c отнесены к скорости потока в меньшем сечении f_m .

Для определения $\zeta_{\text{п}}$ при резком повороте потока на угол γ° можно рекомендовать следующие соотношения:

γ	30	60	90°
$\zeta_{\text{п}}$	0,6	1,0	1,2

При плавном повороте на 90° круглого ($d_{\text{вн}}$) или квадратного ($d_{\text{вн}} \times d_{\text{вн}}$) канала в зависимости от отношения радиуса изгиба (по оси трубы) R к $d_{\text{вн}}$:

$R/d_{\text{вн}}$	0,5	0,6	0,8	1,0	2,0	5,0	10,0
$\zeta_{\text{п}}$	1,2	0,75	0,30	0,20	0,11	0,08	0,06

Более подробные сведения о местных сопротивлениях приведены в работе [25]. Формулы для расчета Δp тепло- или хладоносителя в гофрированных каналах различной формы приведены в монографиях [3, 26].

При поперечном обтекании труб жидкостью или газом гидравлическое сопротивление Δp (Па) состоит преимущественно из местных сопротивлений, поэтому расчетное уравнение в этом случае будет иметь следующий вид:

$$\Delta p = \zeta (\omega^2 \rho / 2) C_z, \quad (3.27)$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления, отнесенный к одному ряду труб в многорядном пучке; ω — скорость жидкости (газа) в суженном сечении между трубами, м/с; C_z — коэффициент, учитывающий число рядов труб по потоку z .

Значения коэффициентов местного сопротивления для поперечного обтекания труб различными жидкостями и газами определялись многими исследователями. Наиболее полными являются исследования А. А. Жукаускаса с сотрудниками [21], проведенные на воздухе, воде и трансформаторном масле, т. е. в широком диапазоне плотностей и вязкостей. Коэффициент мест-

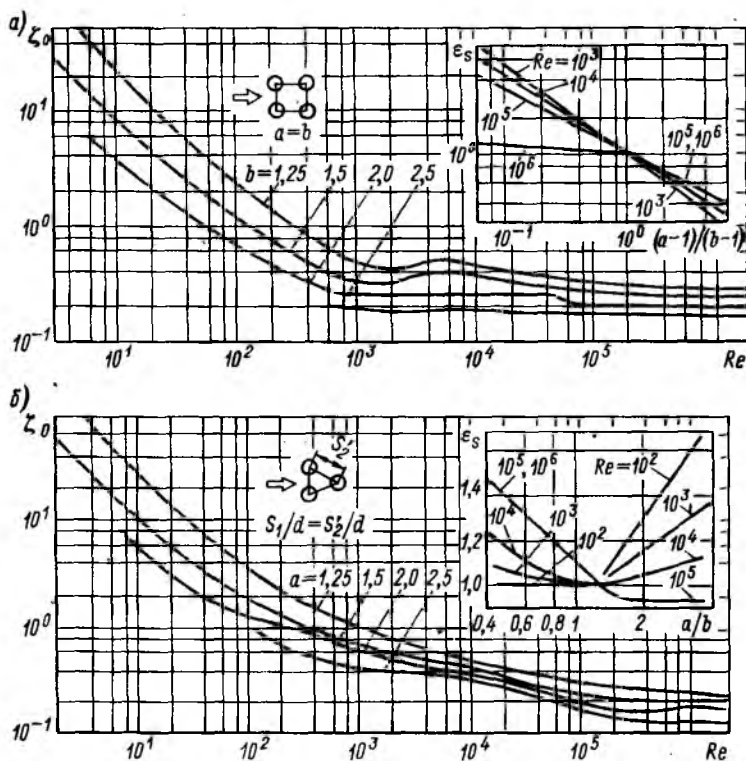


Рис. 3.8. Номограмма для определения коэффициентов сопротивления пучков труб: а — коридорных; б — шахматных

ного сопротивления выражен автором [21] в виде функции от ряда факторов

$$\zeta = f(Re, a, b), \quad (3.28)$$

где Re — число Рейнольдса, отнесенное к скорости в суженном сечении между трубами и к наружному диаметру трубы; $a = S_1/d_n$ — отношение поперечного шага труб к их наружному диаметру; $b = S_2/d_n$ — то же для продольного по потоку шага труб (расстояния между рядами).

Зависимость (3.28) представлена в виде номограмм на рис. 3.8. Основные графики дают коэффициент сопротивления ζ_0 для случая коридорного расположения труб по квадрату ($a = b$) и шахматного по равнобедренному треугольнику ($a = S_2/d_n = 1,155b$). Для других соотношений между a и b в углу номограмм дан поправочный коэффициент ε_s . Таким образом, $\zeta = \zeta_0 \varepsilon_s$.

Зависимость коэффициента C_z от z приведена ниже:

z	1	2	3	4	5	6	7	и более
$C_z^{\text{кор}}$. . .	1,8	1,19	1,085	1,04	1,0	1,0	1,0	
$C_z^{\text{шахм}}$. .	2,2	1,25	1,1	1,09	1,06	1,04	1,0	

Кроме гидравлического или аэродинамического сопротивления самого аппарата насос или вентилятор должен преодолевать еще сопротивление сети трубопроводов или воздухопроводов, а также аппаратов, потребляющих холод. Поэтому мощность насоса или вентилятора, потребная для перемещения тепло- или хладоносителя, в общем случае будет равна

$$N = N_{\text{ап}} + N_{\text{с}} = [G/(\rho\eta)] (\Delta p_{\text{ап}} + \Delta p_{\text{с}}),$$

где $N_{\text{ап}}$ и $N_{\text{с}}$ — мощность, расходуемая на перемещение тепло- или хладоносителя через теплообменный аппарат и во внешней сети, Вт; G — массовый расход среды, кг/с; η — КПД насоса или вентилятора; $\Delta p_{\text{ап}}$ и $\Delta p_{\text{с}}$ — гидравлические сопротивления аппарата и внешней сети.

Сторона хладагента. Кроме гидравлического сопротивления протеканию тепло- и хладоносителя в ряде случаев необходимо учитывать гидравлическое сопротивление, возникающее при движении кипящего хладагента в трубах. Чрезмерно большое сопротивление приводит к понижению давления всасывания и соответственно к понижению температуры кипения, что ухудшает экономичность работы холодильной машины. В случае применения насосной системы циркуляции хладагента расчет гидравлических сопротивлений необходим также для определения расхода мощности и подбора насоса.

Общее гидравлическое сопротивление при протекании в трубе кипящей жидкости (т. е. двухфазного потока) складывается из потерь на трение ($\Delta p_{\text{тр}}^{\text{дф}}$), на местные сопротивления ($\Delta p_{\text{м}}^{\text{дф}}$), на ускорение потока ($\Delta p_{\text{у}}^{\text{дф}}$) и на понижение или повышение давления из-за влияния статического напора столба жидкости ($\Delta p_{\text{ст}}^{\text{дф}}$):

$$\Delta p^{\text{дф}} = \Delta p_{\text{тр}}^{\text{дф}} + \Delta p_{\text{м}}^{\text{дф}} + \Delta p_{\text{у}}^{\text{дф}} \pm \Delta p_{\text{ст}}^{\text{дф}}; \quad (3.29)$$

$$\Delta p_{\text{ст}}^{\text{дф}} = Hg[\rho'(1 - \varphi) + \rho''\varphi] \approx Hg\rho'(1 - \varphi), \quad (3.30)$$

где H — высота испарителя, м; $g = 9,81$ — ускорение свободного падения, м/с²; ρ' и ρ'' — плотность жидкости и пара, кг/м³; φ — истинное объемное паросодержание (доля сечения трубы, занятая паром).

В уравнение (3.30) следует подставлять среднюю по поверхности величину φ . Аналитическая зависимость φ от объемного расходного паросодержания β получена А. А. Малышевым и др. [40] на основании экспериментов с R12 в горизонтальных и вертикальных трубах. Для практических расчетов удобнее иметь зависимость φ от массового расходного паросодержания x . Изменение последнего по длине трубы при равномерном ее обогреве может быть принято прямолинейным. В соответствии с этим и

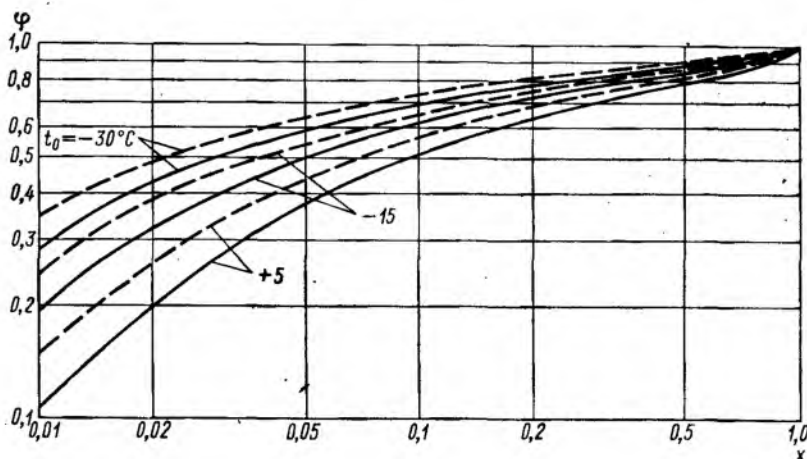


Рис. 3.9. Зависимость истинного объемного паросодержания φ от массового расходного паросодержания x (R12; $d_{\text{вн}} = 20$ мм; $w_0 = 0,1$ м/с):
 — — — горизонтальные трубы; — — — вертикальные

известной зависимостью между β и x уравнение, предложенное в [40], может быть представлено в виде

$$\varphi = \frac{x}{x + a(1-x)} \left[1 - A \left(\frac{a(1-x)}{x + a(1-x)} \right)^{0.36} \right], \quad (3.31)$$

где $a = \rho''/\rho'$; $A = 2,55 (Fr_0 Ga)^{-0.11}$ — для горизонтальных труб; $A = 2,37 Fr_0^{-0.14} Ga^{-0.123}$ — для вертикальных; Fr_0 — число Фруда, $Fr_0 = w_0^2/(g d_{\text{вн}})$; Ga — модифицированное число Галилея, $Ga = (g/v^2) [\sigma/g(\rho' - \rho'')]^{1.5}$; $w_0 = w\rho/\rho'$ — скорость циркуляции хладагента, м/с; $d_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр трубы, м; v — кинематический коэффициент вязкости жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$; σ — поверхностное натяжение жидкости, Н/м;

Примерная зависимость φ от x , соответствующая уравнению (3.31), для наиболее часто встречающихся условий приведена на рис. 3.9.

Потеря давления на ускорение потока равна разности кинетических энергий пара и жидкости в конце и начале аппарата

$$\Delta p_y^{\text{нф}} = 0,5 [(\omega_{\text{п}2}^2 - \omega_{\text{п}1}^2) \rho_{\text{п}} + (\omega_{\text{ж}2}^2 - \omega_{\text{ж}1}^2) \rho_{\text{ж}}], \quad (3.32)$$

где $\omega_{\text{п}}$ и $\omega_{\text{ж}}$ — истинные скорости пара и жидкости, м/с,

$$\omega_{\text{п}} = (G_{00}x)/(\varphi f); \quad \omega_{\text{ж}} = [G_{00}(1-x)]/[(1-\varphi)f];$$

индекс 2 относится к выходу хладагента из аппарата, а индекс 1 — ко входу; G_{00} — общий массовый расход хладагента, проходящего через трубу, кг/с; $f = 0,785 d_{\text{вн}}^2$ — проходное сечение трубы, м^2 . Обозначая через $w\rho = G_{00}/f$ массовую скорость потока хлад-

агента, постоянную по длине трубы $[\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})]$, после некоторых преобразований получаем

$$\Delta p_y^{\text{дф}} = \frac{(\omega\rho)^2}{2\rho''} \left\{ (x_2/\varphi_2)^2 - (x_1/\varphi_1)^2 + (\rho'/\rho') \left[\left(\frac{1-x_2}{1-\varphi_2} \right)^2 - \left(\frac{1-x_1}{1-\varphi_1} \right)^2 \right] \right\}.$$

При подаче хладагента в аппарат через ТРВ $x_1 = 0, 1 \div 0,2$ и этой величиной при определении $\Delta p_y^{\text{дф}}$ пренебрегать нельзя. При подаче хладагента насосом и через отделитель $x_1 = \varphi_1 = 0$. Для этого случая

$$\Delta p_y^{\text{дф}} = \frac{(\omega\rho)^2}{2} \left\{ (x_2/\varphi_2)^2 + (\rho'/\rho') \left[\left(\frac{1-x_2}{1-\varphi_2} \right)^2 - 1 \right] \right\}. \quad (3.33)$$

Если в уравнении (3.33) принять полное испарение жидкости ($x_2 = \varphi_2 = 1$), то

$$\Delta p_y^{\text{дф}} = \frac{(\omega\rho)^2}{2\rho''} \left(1 - \frac{\rho'}{\rho''} \right) \approx \frac{(\omega\rho)^2}{2\rho''}.$$

Это последнее уравнение чаще всего и применяется в расчетах. Нетрудно заметить, что оно представляет собой уравнение кинетической энергии выходящего из аппарата пара.

Более трудной является задача вычисления потерь на трение ($\Delta p_{\text{тр}}^{\text{дф}}$) кипящего хладагента. Наиболее просто можно решить задачу, если рассматривать двухфазный поток как поток гомогенной жидкости, в которой и жидкость, и пар движутся с одинаковой скоростью («гомогенная модель»). Плотность этой жидкости такова: $\rho_{\text{см}} = \rho''\varphi + \rho'(1 - \varphi)$. Из равенства $w_{\text{ж}} = w_{\text{п}}$ следует равенство $\beta = \varphi$.

Расчет трения по схеме гомогенной модели ведется так же, как и для однофазного потока. Число Рейнольдса, входящее в уравнение коэффициента трения, вычисляется, по большей части, исходя из предложения, что вязкость смеси равна вязкости жидкости. Иногда подсчет вязкости производится по более сложным зависимостям [57].

Применение гомогенной модели дает хорошие результаты при пузырьковом и дисперсном режимах течения, когда одна из фаз значительно преобладает над другой. Однако эти режимы не характерны для холодильных аппаратов. Для расслоенного, снарядного и кольцевого режимов, наиболее часто встречающихся в аппаратах холодильных установок, гомогенную модель применять для расчета $\Delta p_{\text{тр}}^{\text{дф}}$ не рекомендуется, так как она не соответствует в этих случаях гидродинамической структуре потока.

Более подходящими для вычисления потерь давления вследствие трения являются уравнения, учитывающие неравенство скоростей жидкости и пара в потоке. Все они основаны на принципе внесения корректирующих множителей в уравнение для $\Delta p_{\text{тр}}$ в однофазном потоке. Эти корректирующие множители являются чисто экспериментальными и поэтому применимы в условиях, для которых были получены.

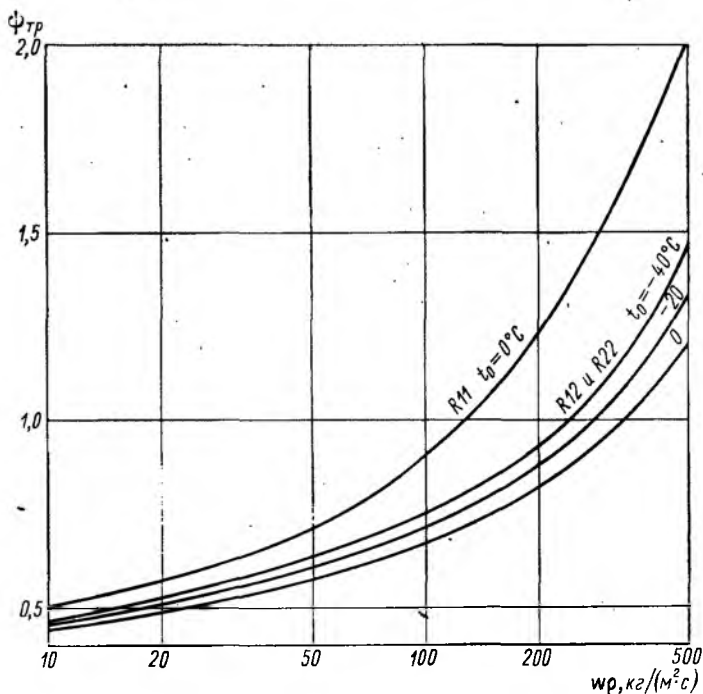


Рис. 3.10. Коэффициент $\Phi_{тр}$ для расчета сопротивления на трение двухфазного потока хладагента

Известно много исследований гидравлического сопротивления пароводяных потоков применительно к котлам и атомным реакторам. Однако условия этих исследований (бóльшие значения $\omega\rho$ и q , а также значительно меньшие отношения ρ'/ρ'') не соответствуют условиям работы холодильных аппаратов.

Для расчета $\Delta p_{тр}^{дф}$ кипящих в горизонтальных трубах фреонов можно использовать формулу И. Хавлы. Последний, обобщив опыты исследователей с R11, R12 и R22, получил для случая полного испарения следующее уравнение:

$$\Delta p_{тр}^{дф} = \xi (L/d_{вн}) \frac{(\omega\rho)^3}{2\rho''} \Phi_{тр}, \quad (3.34)$$

где ξ — коэффициент трения в однофазном потоке пара с массовой скоростью $\omega\rho$,

$$\xi = 0,3164/Re^{0,25} = 0,3164/(\omega\rho d_{вн}/\mu'')^{0,25};$$

$\Phi_{тр}$ — коэффициент, учитывающий влияние на трение паросодержания потока; приведен на рис. 3.10.

Р. Греннерюд [16] исследовал полное сопротивление при протекании двухфазного потока R12 в калаче из трубы с $d_{вн} = 20,8$ мм

и радиусом изгиба (по оси трубы) $R = 75$ мм. Если пренебречь в его уравнении гидростатическим напором и трением в калаче, то последнее можно написать в следующем виде:

$$\Delta p_{\kappa\kappa}^{\text{дф}} = \zeta_{\kappa\kappa} \frac{(\omega\rho)^2}{2\rho^*} \left[\frac{\rho^*}{\rho} (1 - \beta)^{0,385} + x^{0,775} \right], \quad (3.35)$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления для калача при однофазном потоке; β и x находятся в месте расположения калача по общей длине змеевика, предполагая линейное изменение x по длине. Местное сопротивление калача можно также учитывать в уравнении (3.34), увеличивая длину змеевика на некоторую величину $L_{\text{кач}}$, определяемую из соотношения

$$L_{\text{кач}} = d_{\text{вн}} \frac{\zeta_{\kappa\kappa}}{\xi_{\psi\text{тр}}} [(\rho^*/\rho^*)(1 - \beta)^{0,385} + x^{0,775}]. \quad (3.36)$$

Уравнения (3.35) и (3.36) получены для хладагента R12 при $t_0 = (0 \div -40)$ °C, $q = 1,1 \div 5,2$ кВт/м², $\omega\rho = 35 \div 900$ кг/(м²·с). По данным Р. Греннерюда, $(\omega\rho)_{\text{опт}} = 200$ кг/(м²·с).

При отсутствии опытных данных непосредственно с хладагентами местные сопротивления можно рассчитывать для двухфазных потоков по уравнениям гомогенной модели [54]. Дело в том, что парожидкостной поток преодолевает местные сопротивления практически мгновенно, а это позволяет пренебречь ничтожными относительными перемещениями фаз между собой и считать поток гомогенным.

В общем случае

$$\Delta p_{\text{м}}^{\text{дф}} = \zeta_{\text{м}} 0,5 (\omega\rho)^2 / [\rho^* \varphi + \rho (1 - \varphi)], \quad (3.37)$$

где $\zeta_{\text{м}}$ — местный коэффициент сопротивления для однофазного потока.

Помимо уравнений, описывающих отдельные гидравлические сопротивления, входящие в уравнение (3.29), известны уравнения, дающие сразу полную величину $\Delta p^{\text{дф}}$, за исключением влияния гидростатического напора. Бо-Пиерре предложил упрощенное уравнение для случая полного испарения фреонов ($x_2 = 1$) в горизонтальных плоских змеевиках

$$\Delta p^{\text{дф}} = \psi \frac{(\omega\rho)^2}{2\rho^*} x_{\text{ср}} (L/d_{\text{вн}}), \quad (3.38)$$

где ψ — опытный коэффициент полного сопротивления, учитывающий как трение, так и ускорение двухфазного потока (для чистого хладагента $\psi = 0,03$, а при наличии масла $\psi = 0,07$); $x_{\text{ср}} = 0,5 (x_1 + x_2)$ — среднее расходное паросодержание хладагента; L — суммарная длина змеевика и дополнительных участков, эквивалентных местным сопротивлениям.

Уравнение (3.38) можно применять как при начальном паросодержании $x_1 = 0$, так и при $x_1 = 0,15$, соответствующем подаче хладагента в аппарат через ТРВ. То же самое можно ска-

зять и об уравнении, полученном А. А. Гоголиным при испытании воздухоохладителей [26]

$$\Delta p^{\text{дф}} = 6 \cdot 10^{-5} (L/d_{\text{вн}}) (q\omega p)^{0,91}, \quad (3.39)$$

где $\Delta p^{\text{дф}}$ — в Па; L — полная длина последовательно соединенных прямых труб, м; q — плотность теплового потока на внутренней поверхности трубы, Вт/м².

Это уравнение было получено для R12 и R22 в диапазоне $(q\omega p) = (300 \div 12\,000) 10^3$ Вт·кг/(м⁴·с) для медных труб с $d_{\text{вн}} = 8 \div 14$ мм при $L/d_{\text{вн}} = 170 \div 650$. Испытанные воздухоохладители имели длину прямой трубы между калачами 0,4—0,5 м. При длине труб около 1,5 м результаты подсчета по уравнению (3.39) надо уменьшать на 10 %.

Для подсчета потерь давления хладагентов, кипящих в трубах с внутренним оребрением, в работе [26] рекомендуется уравнение $\Delta p^{\text{дф}} = 2,1 \Delta p_{\text{тр}}^{\text{дф}}$. Величину $\Delta p_{\text{тр}}^{\text{дф}}$ для двухфазного потока R22 в трубах с звездообразными вставками, образующими 5—10 каналов, можно определять по уравнению [19]

$$\Delta p_{\text{тр}}^{\text{дф}} = \Delta p_{\text{тр}}^* (\psi_2 x_2 - \psi_1 x_1) / (x_2 - x_1).$$

Величина $\Delta p_{\text{тр}}^*$, характеризующая потери давления на трение для однофазного жидкого потока, рассчитывается по уравнению

$$\Delta p_{\text{тр}}^* = \xi (L/d_s) (\omega p)^2 / \rho',$$

где ξ определяют по формуле (3.26); свойства жидкости выбирают по температуре насыщения.

Для определения ψ_2 и ψ_1 , соответствующих x_2 и x_1 (массовым паросодержаниям на выходе из аппарата и на входе в него), в работе [19] приведены графики. Ниже даны выборочные данные из этих графиков для двух температур кипения $t_0 = 0^\circ\text{C}$ и -15°C :

x	0,1	0,2	0,3	0,5	0,7	0,8	0,9	1,0
ψ_0	4,1	6,0	8,4	14,0	18,4	20,8	22,6	24,5
ψ_{-15}	5,0	7,5	11,5	19,0	26,0	29,0	32,0	35,0

Сведения о потерях давления хладагентов в трубах с внутренним оребрением приведены также в работе [33].

Кожухотрубные аппараты с движением тепло- или хладоносителя внутри труб. Гидравлическое сопротивление со стороны хладагента определяется только гидростатическим напором, т. е. высотой столба хладагента в аппарате $\Delta p_{\text{ст}}^{\text{дф}}$. Гидравлическое сопротивление со стороны тепло- или хладоносителя, движущегося внутри труб, состоит из потерь на трение и местные сопротивления. Местные потери состояются из потерь на входе из крышек в трубы ($\Delta p_{\text{вх}}$), потерь на удар при выходе из труб ($\Delta p_{\text{вых}}$), потерь на поворот потока на 180° в самих крышках ($\Delta p_{\text{кр}}$) и, на-

конец, потерь на вход тепло- или хладоносителя в штуцера из крышек и в крышки из штуцеров ($\Delta p_{шт}$).

Общее уравнение для гидравлического сопротивления потоку тепло- или хладоносителя в кожухотрубном аппарате может быть представлено как сумма этих отдельных потерь

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_{вх} + \Delta p_{вых} + \Delta p_{кр} + \Delta p_{шт} \quad (3.40)$$

Сделаем следующие допущения: 1) скорость в крышках близка к нулю ($\Delta p_{кр} \approx 0$); 2) скорость в штуцерах примерно равна скорости в трубах. С учетом этих допущений уравнение (3.40) можно переписать в следующем виде:

$$\Delta p = \left(\xi \frac{L}{d_{вн}} + \zeta_{вх} + 1 + \frac{\zeta_{вых} + 1}{z} \right) 0,5 w^2 \rho, \quad (3.41)$$

где ξ — коэффициент трения тепло- или хладоносителя в трубах; L — длина обечайки; $d_{вн}$ — внутренний диаметр трубы; $\zeta_{вх} = 0,5$ — коэффициент местных сопротивлений при входе в трубы; z — число ходов тепло- или хладоносителя в аппарате; w — скорость тепло- или хладоносителя в трубах; ρ — плотность тепло- или хладоносителя.

В выпускаемых сейчас горизонтальных кожухотрубных аппаратах $d_{вн} \approx 0,02$ м, преимущественные значения $z = 8$ и 10, $L/d_{вн} = 75 \div 300$. Для этих условий на рис. 3.11 графически показана зависимость гидравлического сопротивления от скорости воды для разных отношений $L/d_{вн}$.

В кожухотрубных испарителях с движущимся внутри труб рассолом можно пользоваться уравнением (3.41) с вычислением коэффициента трения ξ по уравнениям (3.25) или (3.26) в зависимости от характера потока. Принимая приблизительно $\xi \approx \text{const} \approx 0,029$ при $Re = 2\,000 \div 20\,000$, получают следующее

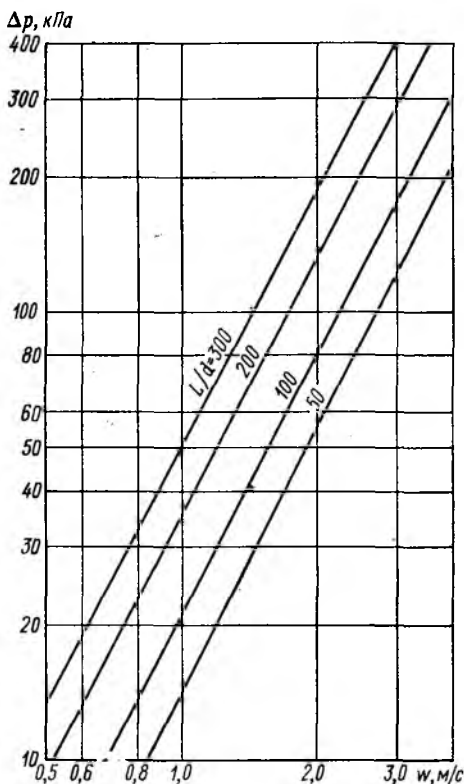


Рис. 3.11. Гидравлическое сопротивление при протекании воды в трубках кожухотрубного конденсатора ($z = 8$; $t_w = 5^\circ\text{C}$; $\Delta = 0,1$ мм; $d_{вн} = 20$ мм)

Таблица 3.5

Значения коэффициента ζ в уравнении (3.42)

Шаг перегородок l	D , мм	Re						
		100	500	1000	5000	10 000	50 000	100 000
$l = 0,2D$	200	0,15	0,080	0,066	0,052	0,048	0,038	0,034
	400	0,20	0,096	0,082	0,066	0,058	0,047	0,042
	≥ 600	0,24	0,120	0,095	0,077	0,068	0,054	0,048
$l = D$	200	0,73	0,40	0,34	0,30	0,28	0,24	0,22
	400	0,90	0,47	0,40	0,34	0,30	0,26	0,24
	600	1,20	0,62	0,52	0,42	0,39	0,32	0,30
	≥ 1000	1,55	0,75	0,63	0,50	0,46	0,38	0,35

упрощенное уравнение для протекания рассола в кожухотрубном испарителе (Δp , Па):

$$\Delta p = [1,48 (L/d_{\text{вн}}) + 89] z w^2 \rho 10^{-2}.$$

Кожухотрубные аппараты с движением тепло- или хладоносителя в межтрубном пространстве. Гидравлические сопротивления со стороны холодильного агента рассчитывают по формуле (3.29) или принимают по данным испытаний аппаратов аналогичного типа.

Гидравлические сопротивления хладоносителя в случае продольного обтекания всего пучка труб (при отсутствии поперечных перегородок) определяют по формуле (3.24). При установке в аппарате перегородок (см. рис. 3.6) для расчета сопротивлений со стороны хладоносителя может быть рекомендовано уравнение [34]

$$\Delta p = \zeta z (D/d_s) 0,5 w^2 \rho, \quad (3.42)$$

где ζ — коэффициент сопротивления, приведенный в табл. 3.5; z — число ходов хладоносителя; D — диаметр обечайки.

Эквивалентный диаметр

$$d_s = (D^2 - n d_n^2) / (D + n d_n),$$

где n — общее число труб в испарителе.

Скорость w относится к сечению f , которое определяют по уравнению (3.23).

В аппарате с поперечными перегородками (рис. 3.6) Δp хладоносителя может быть также рассчитано по методике, приведенной в [56].

Воздушные аппараты. Сопротивление со стороны жидкого хладоносителя или кипящего агента в трубах воздухоохладителей определяется по соответствующим формулам и графикам, приведенным выше в этом параграфе, или принимается на основа-

нии данных испытаний аппаратов, аналогичных рассматриваемому. Сопротивление со стороны воздуха в воздушных гладкотрубных аппаратах может быть вычислено с помощью уравнения (3.27) и рис. 3.8.

Аэродинамическое сопротивление коридорных пучков с пластинчатым оребрением Δp (Па) может быть найдено по формуле А. А. Гоголина

$$\Delta p = A (L/d_0) (\omega p)^{1,7}, \quad (3.43)$$

где $A = 0,11$ — для неровных поверхностей и $A = 0,07$ — для тщательно изготовленных поверхностей; L — полная длина пластин по ходу воздуха, м; d_0 — эквивалентный диаметр суженного сечения между ребрами и трубами, м; ωp — массовая скорость воздуха в суженном сечении, кг/(м²·с); формула действительна при $L/d_0 = 15 \div 50$; $\omega p = 3 \div 10$ кг/(м²·с); диаметре трубы 10—15 мм; шаге ребер 2—3 мм.

Для шахматных пучков может быть рекомендована формула Д. М. Иоффе [31]

$$\Delta p = 0,233 (S_2/S'_p)^{0,42} (\omega p)^{1,8} z, \quad (3.44)$$

где S_2 — шаг рядов труб по ходу воздуха; S'_p — расстояние между ребрами в свету ($S'_p = S_p - \delta_p$); z — число рядов труб по ходу воздуха. Формула получена для условий: диаметр труб 12—22 мм; шаг труб $S_2 = 26 \div 55$ мм; шаг ребер $S_p = 2,5 \div 4$ мм; число рядов труб $z = 2 \div 6$; $\omega p = 3 \div 12$ кг/(м²·с).

При выпадении влаги в виде конденсата и при малом расстоянии в свету между ребрами S'_p сопротивление существенно возрастает. Так, для пластинчатых ребер при $S'_p = 2$ мм $\Delta p_{вл}/\Delta p = 1,8$. Для круглых ребер при том же S'_p это отношение равно 2,5; при $S'_p = 3$ мм оно составляет 1,9, а при $S'_p = 5$ мм оно равно 1,3. Это является одной из причин, по которым шаг круглых ребер не рекомендуется делать меньше 3—4 мм.

При выпадении влаги в виде инея представляется возможным для нахождения Δp применять уравнения (3.43) и (3.44), учитывая лишь уменьшение d_0 и увеличение скорости воздуха между ребрами из-за уменьшения величины S'_p при образовании инея.

Для расчета аэродинамического сопротивления потока воздуха, поперечно обтекающего пучок труб с круглыми или спиральными ребрами, можно рекомендовать уравнение В. Ф. Юдина [68], которое в общем виде может быть представлено так:

$$Eu = CC_z C_s (l_0/d_3)^{0,3} Re_{l_0}^n, \quad (3.45)$$

где Eu — число Эйлера, $Eu = \Delta p/(\rho \omega)^2$.

Значения коэффициентов в уравнении (3.45) таковы: для шахматных пучков $C = 2,7$; $C_s = 1$; $n = -0,25$; для коридорных пучков $C = 0,26$; $C_s = (S_2 - d_n)/(S_1 - d_n)^{0,68}$; $n = -0,08$. Величины C_z при разных z приведены в табл. 3.6.

Значения C_z в формуле (3.45)

z	Re для шахматных пучков			Re для коридорных пучков	
	12 000	30 000	50 000	12 000	50 000
1	1,20	1,30	1,45	2,6	2,3
2	2,20	2,46	2,60	3,4	3,0
3	3,25	3,30	3,45	4,2	3,6
4	4,20	4,20	4,30	4,7	4,2
5	5,0	5,0	5,10	5,5	5,0
$z > 6$	$C_z = z$			$C_z = z$	

В размерном виде уравнение (3.45) можно записать следующим образом:

для шахматных пучков

$$\Delta p = 2,7 C_z C_l C_t (\omega p)^{1,75}, \quad (3.46)$$

где $C_l = l_0^{0,65}/d_3^{0,3}$ — коэффициент, характеризующий линейные размеры ребер; $C_t = \nu^{0,25}/\rho^{0,75}$ — коэффициент, учитывающий влияние физических свойств газа; для воздуха при $t = -40 \div +10^\circ \text{C}$ $C_t = 0,0505 + 0,00023t$;

для коридорных пучков

$$\Delta p = 0,26 C_z C_l C_t (\omega p)^{1,92}, \quad (3.47)$$

где $C_l = l_0^{0,22}/d_3^{0,3}$; $C_t = \nu^{0,08}/\rho^{0,92}$; для воздуха при $t = -40 \div +10^\circ \text{C}$ $C_t = 0,326 + 0,001275t$.

В уравнениях (3.45)–(3.47) Δp — в Па; ω — скорость газа в суженном сечении; ν — кинематическая вязкость газа; l_0 — условный характерный размер; d_3 — эквивалентный диаметр суженного сечения;

$$l_0 = (d_n/\varphi') + (1 - 1/\varphi') \sqrt{0,785 (D_p^2 - d_n^2)};$$

$$d_3 = 2[S_p(S_1 - d_n) - 2\delta_p h_p]/(2h_p + S_p),$$

где $\varphi' = F_{\text{оп}}/F_{\text{мр}}$ — отношение полной наружной поверхности труб и ребер к поверхности межреберных участков труб; $D_p = d_n + 2h_p$ — наружный диаметр ребер; h_p , δ_p , S_p — соответственно высота, толщина и шаг ребер; S_1 — шаг труб по фронту пучка.

Уравнения (3.45) и (3.46) справедливы при следующих условиях: для шахматных пучков $Re = (2 \cdot 10^3) \div (1,8 \cdot 10^5)$ и $l_0/d_3 = 0,15 \div 6,5$; для коридорных пучков $Re = (4 \cdot 10^3) \div (1,6 \cdot 10^5)$ и $l_0/d_3 = 0,8 \div 11,5$; $(S_1 - d_n)/(S_1 - d_n) = 0,5 \div 2,0$. Эти уравнения могут применяться и для расчета гладкотрубных пучков. В этом случае: $l_0 = d_n$, а $d_3 = 2(S_1 - d_n)$.

Для трубчатых аппаратов с гофрированными просечными ребрами, предложенными ВНИИХолодмашем, Т. М. Сутыриной и др. [52], получено следующее уравнение для определения Δp :

$$\Delta p = 0,132 (L/d_0) (\omega p)^{1,77},$$

где L — общая длина всех ребер вдоль потока; ωp — массовая скорость воздуха.

Это уравнение получено на основании экспериментов с моделью аппарата, представляющей пучок медных труб диаметром 12 мм, расположенных коридорно с шагом 30×30 мм. Ребра из алюминия — пластинчатые, насажены на три трубы, шаг ребер равен высоте гофр и составляет 3,5 мм. Коэффициент оребрения $\beta = 16,7$. В одной секции из трех труб по ходу воздуха $L/d_0 = 20,8$.

Сведения о сопротивлениях пластинчато-ребристых поверхностей с различными типами насадок приведены в работах [3, 17].

Глава 4

КОНДЕНСАТОРЫ

4.1. КЛАССИФИКАЦИЯ КОНДЕНСАТОРОВ И КОНДЕНСАТОРНЫХ КОМПЛЕКСОВ

В зависимости от вида охлаждающей среды конденсаторы можно разделить на следующие группы: 1) с газовым, преимущественно воздушным, охлаждением; 2) с жидкостным, преимущественно водяным, охлаждением; 3) с жидкостно-газовым, преимущественно водовоздушным, охлаждением; 4) с охлаждением кипящей жидкостью; 5) с охлаждением путем отвода теплоты к грунту — грунтовые.

В зависимости от условий подачи холодильного агента в аппарат его конденсация может происходить: на наружной поверхности теплообмена — кожухотрубные конденсаторы; внутри труб и каналов — змеевиковые, пластинчатые конденсаторы.

По характеру омывания поверхности теплообмена охлаждающей средой различают следующие конденсаторы: с естественной циркуляцией среды; с принудительной циркуляцией среды; с орошением поверхности аппарата охлаждающей жидкостью; с кипением охлаждающей жидкости.

Комплексы конденсатор—окружающая среда либо конденсатор—водоохлаждающее устройство—окружающая среда представляют так называемые конденсаторные комплексы (устройства). Возможные варианты конденсаторных комплексов показаны на рис. 4.1. Рассмотрим подробнее эти варианты.

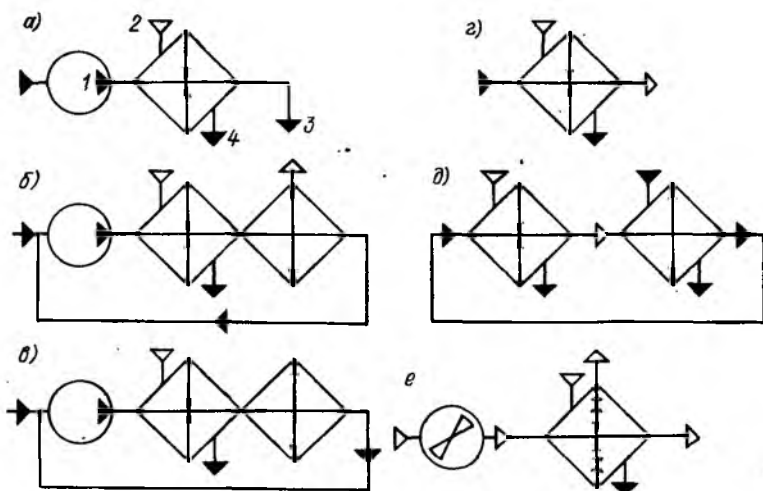


Рис. 4.1. Возможные варианты конденсаторных комплексов:

1, 3 — вход и выход охлаждающей среды (жидкой ►, газообразной ►); 2 — вход парообразного агента; 4 — выход жидкого агента

На рис. 4.1, а показана прямоточная схема с водяным охлаждением. Такие схемы используются в малых лабораторных и торговых установках, при этом вода после конденсатора направляется в канализацию. Экономичность такой схемы может быть повышена при использовании подогретой в конденсаторе воды, например, для бытовых целей или подогрева воздуха.

На рис. 4.1, б показана наиболее распространенная система оборотного водоснабжения с использованием таких водоохлаждающих устройств, как градирни, брызгальные бассейны и т. п. В тех случаях, когда охлаждающая вода имеет коррозионно-активные добавки (морская вода, вода технологическая и т. п.), находит применение двухконтурная система (рис. 4.1, в), которая комплектуется на базе компактных поверхностных аппаратов. Так, например, на судах шведской постройки в кессоне судна устанавливается титановый пластинчатый аппарат заборная—пресная вода, в котором охлаждается пресная вода, циркулирующая по внутренним судовым системам.

На рис. 4.1, г показана схема, в которой охлаждение осуществляется кипящей жидкостью. Примером применения таких схем может служить конденсатор-испаритель каскадной холодильной машины либо конденсатор-испаритель ректификационной колонны блока разделения воздуха.

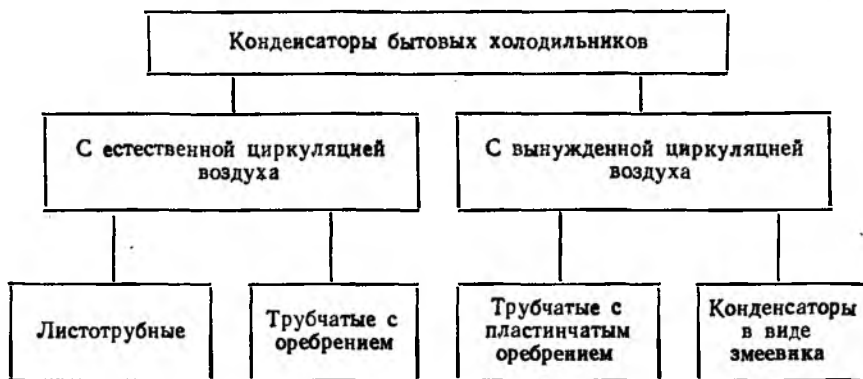
Схема, показанная на рис. 4.1, д, применяется в тех же случаях, что и схема рис. 4.1, в, когда по эксплуатационным или иным соображениям обосновано введение промежуточного теплоносителя. В данной схеме используется двухфазный термосифон, в котором промежуточный теплоноситель претерпевает фазовые

превращения [23]. Эта схема выгодно отличается от двухконтурной отсутствием насоса, что обуславливает ее более высокую надежность в сравнении с другими, использующими однофазный промежуточный теплоноситель. В районах с сухим прохладным климатом широко используются испарительные конденсаторы (рис. 4.1, е), удачно совмещающие в одном аппарате собственно конденсатор и вентиляторную градирню (см. схему на рис. 4.1, б). Во всех случаях вторичные аппараты конденсаторных комплексов могут быть заменены аппаратами-утилизаторами либо потребителем теплоты, если его удовлетворяет температурный уровень охлаждающей среды, покидающей конденсатор. По схеме, аналогичной приведенной на рис. 4.1, а, работают конденсаторы с воздушным охлаждением, в этом случае вместо насоса устанавливается вентилятор.

Более подробное описание рассмотренных выше конденсаторных комплексов приведено в работе [23].

4.2. КОНДЕНСАТОРЫ С ВОЗДУШНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

Конденсаторы бытовых холодильников и кондиционеров. По конструктивным признакам их можно классифицировать следующим образом:



Листотрубные конденсаторы по конструкции аналогичны прокатно-сварным испарителям, применяемым в холодильниках «Орск», «ЗИЛ» (рис. 4.2, а).

Трубчатые оребренные конденсаторы представляют собой змеевик из стальных труб, к которому крепятся ребра. При этом применяются следующие типы оребрения:

в виде узких пластин $\delta_{пл} = 0,2 \div 0,8$ мм, насаженных на однорядный змеевик, перпендикулярно к оси труб. Диаметр труб $d_{тр} = 6 \div 10$ мм, шаг 20—35 мм; шаг ребер 4—12 мм; коэффициент оребрения $\beta = 7 \div 20$ (рис. 4.2, б);

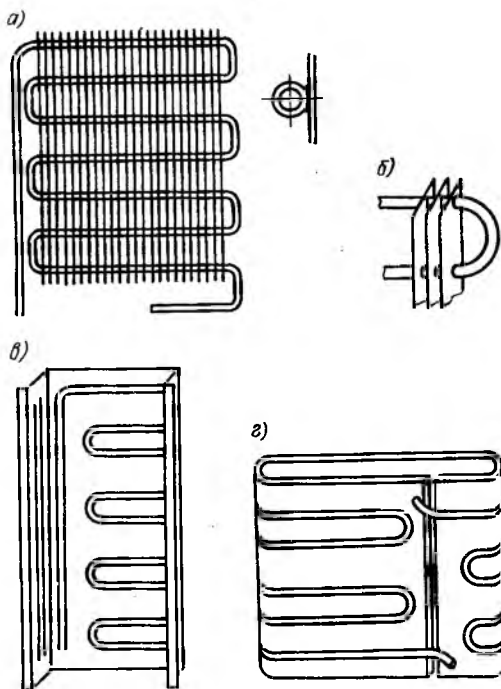


Рис. 4.2. Конденсаторы домашних холодильных шкафов; а — с проволочным оребрением; б — фрагмент конденсатора с плоскими ребрами; в — конденсатор трубчатый с листовым оребрением; г — конденсатор листотрубный прокатно-сварной

в виде сплошного листа толщиной 0,5—1,0 мм, на который крепится плоский змеевик из труб $d_{\text{тр}} = 5 \div 6$ мм; шаг труб 35—60 мм; коэффициент оребрения $\beta = 7 \div 10$. В листе делаются просечки в виде жалюзи (рис. 4.2, в);

в виде спиралей, навиваемых на змеевик, из труб $d_{\text{тр}} = 4,75$ мм; ребра стальные $h = 3,5$ мм, $\delta_p = 0,7$ мм; шаг спирали 3,5 мм; коэффициент оребрения $\beta = 7$.

Конденсаторы с проволочным оребрением (рис. 4.2, г) представляют собой змеевик из труб диаметром 4,8—6,5 мм, к которому точечной сваркой приварены прямые проволоки диаметром 1,2—2,5 мм, выполняющие роль ребер. Шаг труб змеевика 40—60 мм; шаг проволоки 6—9 мм; коэффициент оребрения $\beta = 3 \div 10$. Применяются конденсаторы как с горизонтальным, так и с вертикальным расположением труб. Ориентация труб не существенно сказывается на процессах теплообмена, так как для таких аппаратов $k = \alpha_n = 9 \div 12$ Вт/(м²·К), а также на потерях давления в конденсаторе.

При принудительной конвекции воздуха с помощью вентилятора чаще применяют конденсаторы из труб с пластинчатыми ребрами либо змеевики из овальных труб. Например, на заводе ЗИЛ начинают производить трубчатые с листовым оребрением конденсаторы, что значительно увеличит надежность работы холодильного агрегата («ЗИЛ-64», «КШ-260П»). В трехкамерном холодильнике «ЗИЛ-65» установлен трубчатый конденсатор с вентилятором для его обдувания. Подобного типа конденсаторы применяются в бытовых кондиционерах.

Воздушные конденсаторы малых холодильных машин. Малые холодильные машины широко используются на предприятиях торговли и общественного питания, в транспортных кондиционерах и т. п. В работе [23] подробно описаны конструкции конденса-

торов малых холодильных агрегатов типа ВС, ВН и ВП, выпускаемых Харьковским, Ярославским и Рижским заводами холодильных машин. Мелитопольхолодмаш провел испытания нового холодильного оборудования. Холодильные машины МВВ4-1-2, 1МВВ6-1-2, 1МВВ9-1-2 рекомендованы к серийному выпуску.

Характеристики конденсаторов для этих машин приведены в табл. 4.1.

Конденсаторы воздушного охлаждения с принудительным движением воздуха представляют собой батареи из горизонтальных труб с насаженными на них алюминиевыми ребрами. Шесть таких труб, расположенных в два ряда по три трубы по ходу воздуха, образуют секцию. Секции последовательно соединены между собой калачами и параллельно коллекторами в батарею. Вентиляторная установка состоит из диффузора, четырехлопастного вентилятора и приводного электродвигателя. Эффективность работы конденсаторов может быть улучшена путем применения алюминиевых просечных ребер.

Наиболее распространенным типом конденсаторов воздушного охлаждения для малых холодильных машин является трубчатый тип аппаратов со сплошным пластинчатым оребрением.

Обычно на практике трубы медные и имеют алюминиевое оребрение. Например, такими конденсаторами комплектуются кондиционеры «Баку 1500» и «Баку 2500», многие установки

Таблица 4.1

Конденсаторы торговых холодильных машин

Марка машины	Марка конденсатора	Холодопроизводительность машины Q_0 , кВт	Площадь поверхности F , м ²	Марка вентилятора	Производительность вентилятора V , м ³ /ч	Диаметр рабочего колеса вентилятора D , мм	Марка двигателя	Мощность привода вентилятора, кВт	Частота вращения, с ⁻¹
МВВ4-1-2	АВ3-1-3-010	3,5	15,0	4Ф-13А	2000	400	От двигателя компрессора 4АХ71-А4У3	—	11,0
1МВВ6-1-2	АВ6-1-2-10	7,0	35,2	АВ6-1-2-70	2550	500	4АХ71-А4У3	0,55	22,8
1МВВ9-1-2	АВ9-1-2-10	10,5	61,5	АВ6-1-2-70	4400	500	4АХ71-А4У3	0,55	22,8

Примечание. Рабочее колесо вентиляторов имеет четыре лопасти.

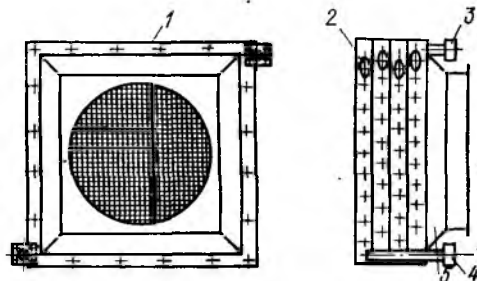


Рис. 4.3. Схема конденсатора типа КВ

рами, в диффузоре 5 устанавливается лопастной вентилятор. Скорость воздуха в узком сечении составляет 2—5 м/с; для различных типов конденсаторов она различна. Удельный теплосъем, отнесенный к 1 м² наружной поверхности, составляет $q = 170 \div 340$ Вт/м².

В последнее время за рубежом появились конденсаторы воздушного охлаждения из плоскоовальных труб. В нашей стране их производство впервые освоено ПО АвтоЗАЗ для комплектования транспортных кондиционеров. Элемент таких труб показан на рис. 4.4, а. В настоящее время для конденсаторов используются четырех-, восьми- и тринадцатиканальные трубы; их характеристики показаны в табл. 4.2.

Внутренние перегородки обеспечивают жесткость трубы и являются ребрами, развивающими внутреннюю поверхность. Основным тип аппарата из таких труб набирается следующим образом: из сгона трубы делается змеевик; в пространство между шлангами труб укладывается просечная зигзагообразная насадка и полученный таким образом блок прокаливается в печи (рис. 4.4, б). Блок представляет собой цельнопаяную конструкцию, калачи отсутствуют. Пайкой достигают хорошего термического контакта между трубой и насадкой. Другой способ изготовления таких аппаратов состоит в получении оребрения методом «строгания» (рис. 4.4, в). Ребра получаются в виде «ресниц», расположенных в шахматном порядке. Этот способ обеспечивает идеальный термический контакт, но для изготовления такого профиля идет толстостенная труба, а это приводит к увеличению расхода металла. Описанные выше аппараты по сравнению с труб-

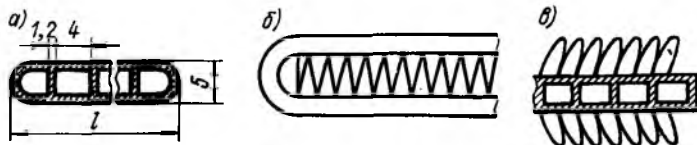


Рис. 4.4. Элементы конденсаторов из плоскоовальных труб: а — фрагмент плоскоовальной алюминиевой трубы; б — фрагмент теплообменного элемента (труба-насадка); в — фрагмент алюминиевого профиля, полученного методом «строгания»

Характеристики некоторых
отечественных плоскоовальных труб

Число каналов	Площадь (м ²) поверх- ности 1 м		Проходное сечение, м ²	Масса 1 м, кг
	внутренняя	внешняя		
4	0,064	0,050	$0,47 \cdot 10^{-4}$	0,17
8	0,119	0,094	$0,99 \cdot 10^{-4}$	0,40
13	0,184	0,138	$1,47 \cdot 10^{-4}$	0,56

чатыми аппаратами с пластинчатым оребрением имеют лучшие теплотехнические и массогабаритные характеристики.

Воздушные конденсаторы для установок средней и большой производительности. В качестве таких аппаратов используются либо поверхности, аналогичные трубчатым с пластинчатым оребрением,

либо аппараты из биметаллических труб с накатными ребрами; при этом компоновочные решения могут быть различными, также как и ориентация секций в пространстве. Гипронефтемаш (ныне ВНИИнефтемаш) разработал ряд конструкций аппаратов воздушного охлаждения (АВО). На этой основе ВНИИхолодмаш создал градацию аммиачных воздушных конденсаторов. В основу аппаратов положена биметаллическая труба, состоящая из внутренней трубы диаметром 25×2 мм из углеродистой стали и плотно насаженной на нее наружной трубы диаметром 38×8 мм из алюминия АД1-М. Наружная труба — оребренная с накатными ребрами. Размеры трубы показаны на рис. 4.5. Коэффициент оребрения таких труб $\beta = 9$. Оребренные трубы развальцовываются в трубных решетках прямоугольной формы. Секция имеет четыре либо восемь рядов по фронту. Размещаются трубы в решетке по углам равностороннего треугольника с шагом 56 мм. На рис. 4.6 показана одиночная секция.

В соответствии с нормами выпускаются аппараты трех типов.

1. Малопоточные аппараты марки АВМ с длиной труб 1,5 и 3,0 м и соответственно с одним либо двумя вентиляторами лопастного типа диаметром 800 мм. Варьированием числа рядов в секции (4—6—8) достигается рациональное число единиц типоразмерного ряда, охватывающего набор поверхностей от 12 до 630 м². Аппараты могут иметь жалюзи.

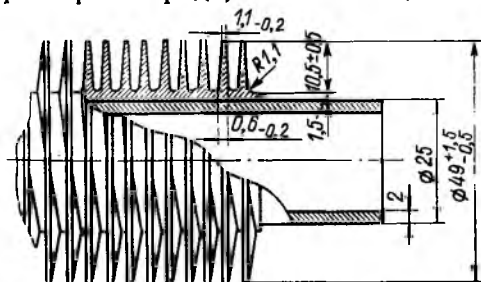


Рис. 4.5. Оребренная биметаллическая труба

2. Горизонтальные аппараты, сходные с первым типом, в них используются трубы длиной 4 и 8 м. Типоразмерный ряд охватывает поверхности от 300 до 3550 м². Один из таких аппаратов показан на рис. 4.7.

3. Зигзагообразные аппараты отличаются от

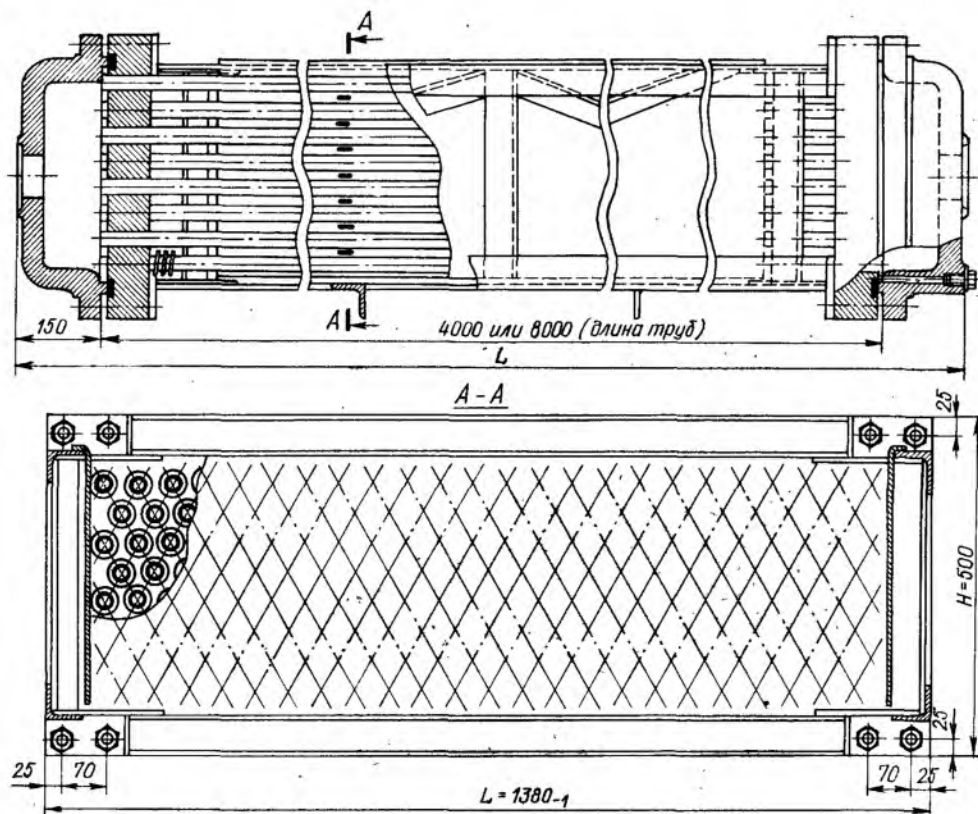


Рис. 4.6. Восьмирядная секция воздушного конденсатора

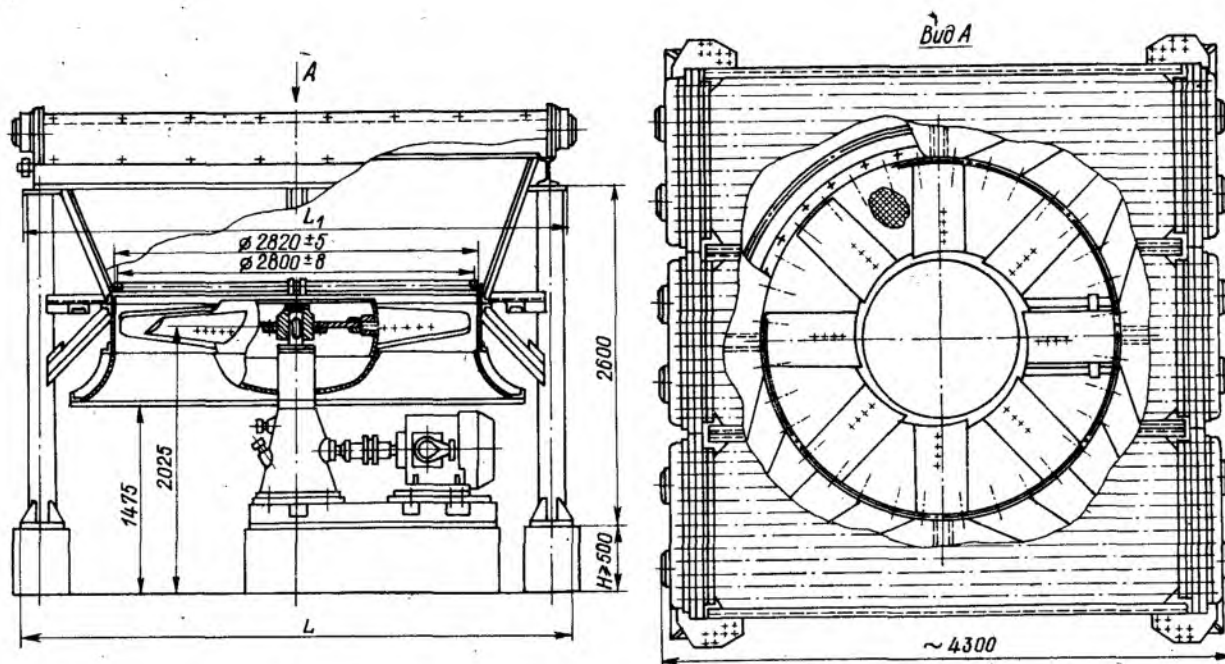


Рис. 4.7. Горизонтальный воздушный конденсатор

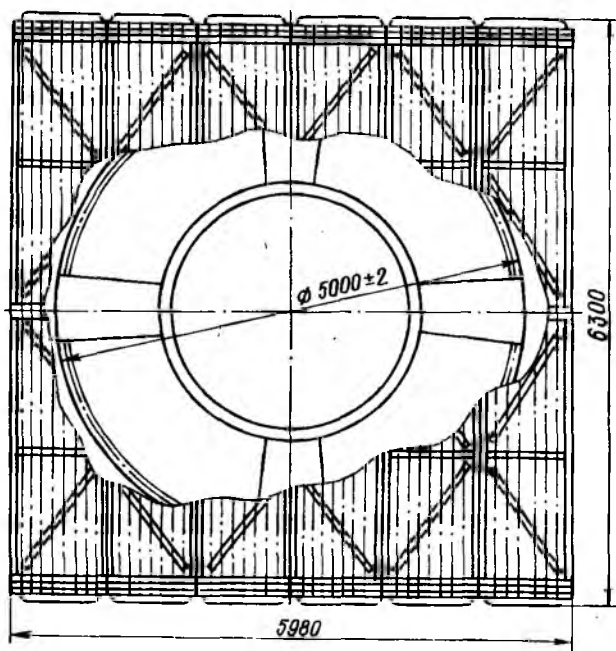
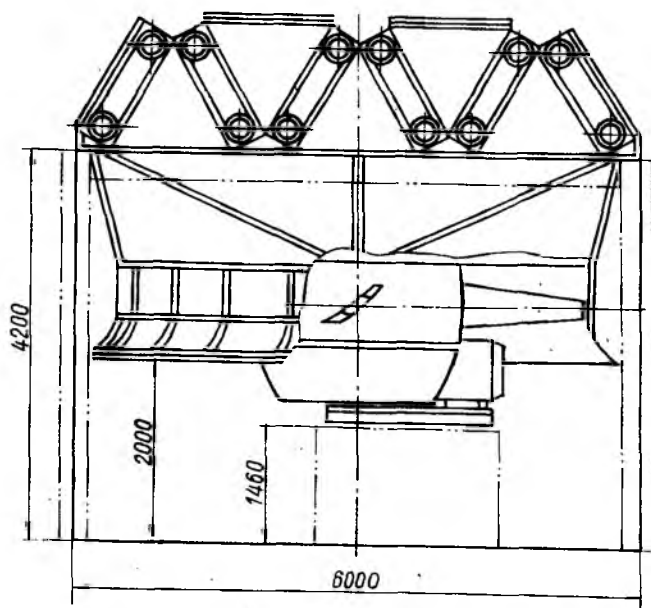


Рис. 4.8. Зигзагообразный воздушный конденсатор

Таблица 4.3

**Стальные воздушные конденсаторы для аммиачных
и углеводородных холодильных установок**

Номинальная площадь поверхности F_n , м ²	Производительность вентиляторов для одного аппарата V , м ³ /ч	Тепловая нагрузка конденсатора (расчетная) Q , кВт	Расположение секций	Коэффициент обребнения β	Число рядов труб в секции	Длина труб $l_{тр}$, м
325	30 000	81	Горизонтальное	9	6	3
850	100 000	268		9	4	4
1800	205 000	559		9	4	8
5300	425 000	1163	Зигзагообразное	9	8	6
7500	640 000	1745		14,6	8	6

рассмотренных выше ориентацией секций в пространстве. В их секциях используются трубы длиной 6 м. Секции располагаются так, как показано на рис. 4.8, — по шесть штук на один вентилятор. Некоторые из конденсаторов, рекомендуемых для холодильной техники, приведены в табл. 4.3.

Конденсаторы воздушного охлаждения снабжаются, как правило, вентилятором, который является источником шума. На рис. 4.9 показан конденсатор английской фирмы «Сиарл» (Searle) с верхним расположением четырехлопастного вентилятора. Ниже приведены уровни звукового давления (дБ) по октавным полосам при $\varphi = 30^\circ$ и $R = 10$ м:

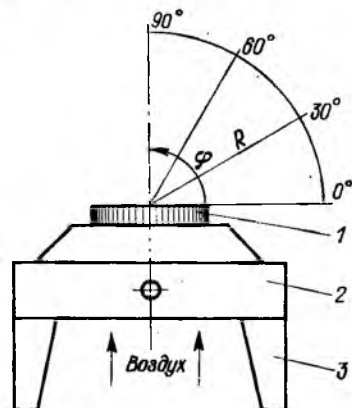
Средняя частота, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Уровень звукового давления L , дБ	58	61	58	53	54	45	37	32

Уровень звукового давления снижается с увеличением расстояния от вентилятора и угла наклона луча распространения звуковой волны. Так, для расстояния в 10 м уровень звукового давления в зависимости от угла наклона φ составляет соответственно для октавной полосы 63 Гц:

φ , °	0	30	60	90
L , дБ	59	58	64	63

Рис. 4.9. Конденсатор воздушного охлаждения (английской фирмы «Сиарл»:

1 — звукозащитная сетка; 2 — теплообменная секция в корпусе; 3 — опоры



С изменением R для всех октавных полос снижение звукового давления (ΔL) составит:

R , м	10	20	40	60	80	100	150	200
ΔL , дБ	0	6	12	15	18	20	23	26

Поэтому при конструировании крупных конденсаторов воздушного охлаждения их следует выносить из помещения и принимать меры для снижения уровня шума. Так, в рассмотренном случае (рис. 4.9) применяется звукозащитная решетка, изготовленная из сетки, состоящей из проволоки, покрытой пластиком. Решетка устанавливается на нейлоновую прокладку. Опоры рекомендуется устанавливать на амортизаторы. Вентилятор представляет собой отбалансированное алюминиевое четырехлопастное колесо.

В некоторых фреоновых конденсаторах производства зарубежных фирм при достаточном развитии наружной поверхности используются трубы с внутренним оребрением. В конденсаторе фирмы «Сиарл Баш» (*Searle Buch*) применение труб с внутренним оребрением позволило повысить коэффициент теплопередачи на 30 %.

Основные тенденции в конструировании воздушных конденсаторов направлены на сокращение их габаритных размеров; применение высокоэффективных и мал шумных вентиляторов; использование высокотеплопроводных легких металлов, а для отдельных узлов — неметаллических материалов; обеспечение идеального термического контакта между трубой и ребром.

4.3. КОНДЕНСАТОРЫ С ВОДЯНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

Горизонтальные кожухотрубные конденсаторы. Горизонтальные кожухотрубные конденсаторы имеют широкое распространение, особенно в установках средней и крупной производительности.

На рис. 4.10 показан общий вид отечественного аммиачного конденсатора. Горячие пары холодильного агента из компрессора через патрубок 3 поступают в верхнюю часть обечайки конденсатора и заполняют межтрубное пространство. Пар при этом конденсируется на наружной поверхности труб, развальцованных в трубных решетках. Жидкий холодильный агент из нижней части конденсатора поступает в регулируемую станцию или ресивер. Вода проходит внутри труб конденсатора. Конденсатор с двух сторон закрыт крышками. К правой крышке приварены входной 8 и выходной 7 патрубки. В крышках устанавливаются перегородки, создающие необходимое (обычно четное) число ходов по воде.

Кожухотрубные конденсаторы могут быть выполнены из прямых труб, как это показано на рисунке, или из U-образных труб, в последнем случае аппараты имеют одну крышку.

Трубный пучок в аммиачных конденсаторах набирается из стальных труб $d = 25 \times 2,5$. Трубы в пучке располагаются по

сторонам равностороннего треугольника с шагом по горизонтали 34 мм. В морском исполнении такие конденсаторы набираются из труб с увеличенной до 3—4 мм толщиной стенки. Техническая характеристика выпускаемых заводом «Компрессор» аммиачных конденсаторов марки КТГ (нормаль Н 136—66) приведена в табл. 4.4.

Плотность теплового потока (удельный теплосъем) в аммиачных кожухотрубных конденсаторах составляет 4—5 кВт/м², скорость воды — 0,8—1,5 м/с. Иногда эти аппараты используются и для R22. Однако для фреонов в большинстве случаев изготавливается специальная аппаратура, имеющая свои особенности и отличия по сравнению с аммиачной.

В нашей стране для производства фреоновых конденсаторов и испарителей в настоящее время применяются медные трубы с накатными ребрами из заготовки диаметром 20×3 и 16×2 мм; профиль накатки показан на рис. 4.11. В работах последних лет по исследованию процесса конденсации показано, что профиль оребрения оказывает влияние на интенсивность процесса.

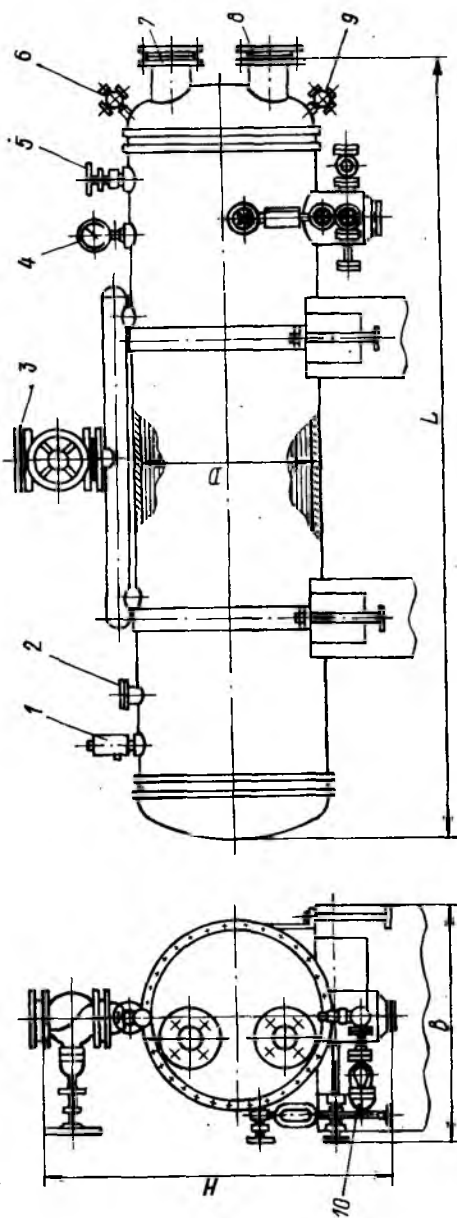


Рис. 4.10. Горизонтальный аммиачный кожухотрубный конденсатор:

1 — клапан предохранительный; 2 — уравнивательная линия; 3, 10 — вход и выход воды; 4 — вход аммиака; 5 — выход аммиака; 6 — манометр; 7, 8 — вход и выход воздуха; 9 — выход воды

Конденсаторы кожухотрубные горизонтальные аммиачные (см. рис. 4.10)

Марка	Площадь поперечности F , м ²	Габаритные размеры, мм				Число труб $n_{тр}$	Длина труб $l_{тр}$, мм	Число ходов z	Объем про-странства, м ³		Масса, кг	
		Диаметр D	Длина L	Ширина B	Вы-сота H				меж-трубного	труб-ного	аппарата	рабочая
КТГ-10	9	408	1880	535	760	99	1500	10	0.16	0.08	555	740
КТГ-20	20	500	2930	810	910	144	2500	8	0.32	0.15	995	1365
КТГ-25	25	500	3430	810	910	144	3000	8	0.39	0.17	1140	1560
КТГ-32	32	500	4430	810	910	144	4000	8	0.52	0.19	1440	1940
КТГ-40	40	600	3520	910	1000	216	3000	8	0.53	0.25	1555	2160
КТГ-50	50	600	4520	910	1000	216	4000	8	0.70	0.32	1980	2360
КТГ-65	65	600	5520	910	1000	216	5000	8	0.88	0.40	2430	3265
КТГ-90	90	800	4640	1110	1230	386	4000	8	1.26	0.61	3300	4460
КТГ-110	110	800	5640	1110	1230	386	5000	8	1.58	0.72	4000	5700
КТГ-140	140	1000	4750	1330	1670	614	4000	8	2.00	1.02	5330	7530
КТГ-180	180	1000	5750	1330	1670	614	5000	8	2.50	1.23	6450	9160
КТГ-250	250	1200	5845	1520	1940	870	5000	8	3.50	1.77	9360	12930
КТГ-300	300	1200	6845	1520	1940	870	6000	8	4.10	2.00	10930	15390
КТГ-500	556	1600	7190	2632	3230	797	6010	2; 4; 8	6.50	5.20	23000	—
КТГ-630	710	1800	7222	3695	3426	1023	6010	2; 4	8.00	6.90	29000	—
КТГ-800	957	1800	9305	3695	3430	1023	8010	2; 4; 8	10.80	8.50	37000	—
КТГ-1250	1370	2200	9890	3500	4175	1472	8030	2; 4; 8	16.20	14.60	60000	—

Примечание. Конденсаторы КТГ-10—КТГ-300 используются для работы в составе аммиачных холодильных установок; КТГ-500—КТГ-1250 — для работы в составе аммиачных и пропановых установок.

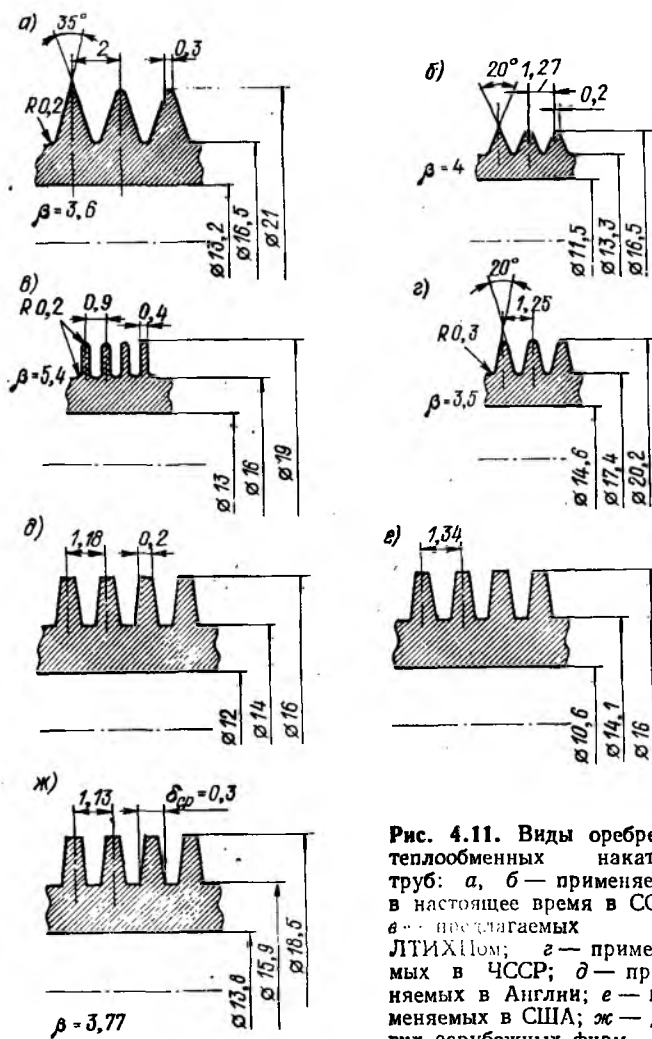


Рис. 4.11. Виды оребрения теплообменных накатных труб: а, б — применяемых в настоящее время в СССР; в — предлагаемых ЛТИХИом; г — применяемых в ЧССР; д — применяемых в Англии; е — применяемых в США; ж — других зарубежных фирм

Так, оребрение, показанное на рис. 4.11, б и в, имеет более высокую теплоотдачу, чем показанное на рис. 4.11, а. В некоторых странах выпускается фреоновая аппаратура со стальными накатными трубами. На рис. 4.11, г показан профиль такой трубы, применяемой в ЧССР.

В табл. 4.5 приведены данные ВНИИхолодмаша о фреоновых кожухотрубных конденсаторах марки КТР.

Удельный теплосъем в конденсаторах КТР, отнесенный к наружной поверхности, составляет примерно $q = 3,5 \text{ кВт/м}^2$. Скорость воды в таких конденсаторах доходит до $2,5 \text{ м/с}$.

Таблица 4.5

Конденсаторы кожухотрубные горизонтальные фреоновые

Марка	Площадь действительной наружной поверхности F , м ²	Максимальная пропускательная способность Q , мм	Диаметр обечайки D , мм	Число труб $n_{тр}$	Длина труб $l_{тр}$, мм	Число ходов z
КТР-4	4,8	15,4	194	23	1,0	4; 2
КТР-6	6,8	21,5	219	29	1,5	4; 2
КТР-9	9,0	30,8	273; 377	46; 53	1,0; 1,3	4; 2
КТР-12	12,8	43,3	377; 325	86	1,0; 1,2	4; 2
КТР-18	18,0	63,8	377; 325	86	1,8	4; 2
КТР-25	30,0	104,7	404	135	1,5	4
КТР-35	40,0	140	404	135	2,0	4
КТР-50	49,6	173	404	135	2,5	4
КТР-65	62,0	216	500	210	2,0	4; 2
КТР-85	92,5	322	500	210	3,0	4; 2
КТР-110	107	373	600	293	2,5	4
КТР-150	150	523	600	293	3,5	2
КТР-200	200	700	800	455	3,0	4; 2
КТР-260	260	1360	800	455	4,0	2
КТР-380	407	—	900	680	4,0	—
КТР-500	500	—	900	680	5,0	—

В настоящее время ВНИИхолодмаш разработал новый ряд фреоновых конденсаторов (преимущественно для судовых установок); в них использованы трубы с профилем, показанным на рис. 4.11, б. В табл. 4.6 приведены некоторые данные о таких аппаратах. Шаг труб по горизонтали в пучках равен 22 мм.

В связи с большей холодопроизводительностью турбоагрегатов и специфическими условиями их работы конденсаторы турбокомпрессорных машин имеют некоторые конструктивные особенности. Для уменьшения вибрации трубных пучков устанавливают поперечные перегородки и стяжки, а для равномерного распределения пара в конденсаторе его подают в аппарат через коллектор в нескольких местах. Иногда устанавливают боковую подачу пара, а после его входа — распределительную решетку. В некоторых конструкциях в трубном пучке для более равномерного доступа пара к теплообменным трубам оставляют свободные проходы. Для работы на аммиаке или пропан-пропилене в дополнение к нормам на конденсаторы марки КТГ в СССР выпускаются четыре типоразмера конденсаторов с большой площадью поверхности. Теплообменная труба этих аппаратов имеет диаметр 38 мм и располагается в пучке с шагом 46 мм. Характеристика таких аппаратов приведена в табл. 4.4. Скорость воды в таких конденсаторах доходит до 3 м/с и может варьироваться заменой крышек.

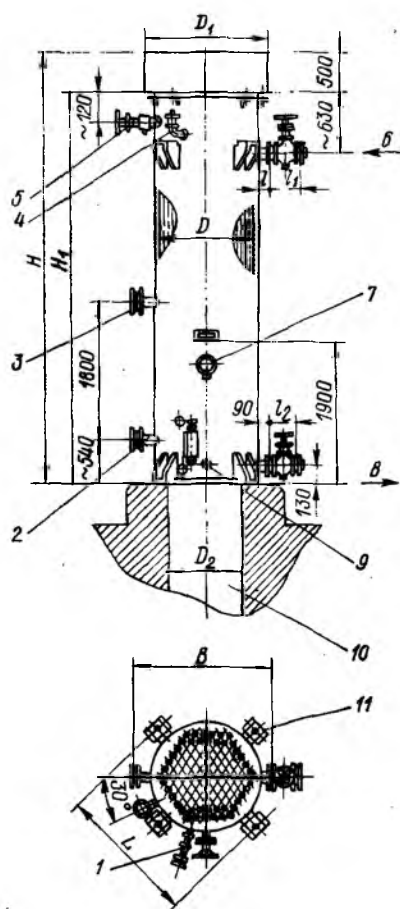
Для аммиачных аппаратов $q = 9,8 \text{ кВт/м}^2$ при $k = 1,4 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, а для пропан-пропилена $q = 4,3 \text{ кВт/м}^2$ при $k = 0,62 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Таблица 4.6
Конденсаторы кожухотрубные горизонтальные фреоновые для судовых холодильных установок (ОСТ 26-03-283—71)

Марка	Площадь поверхности тепло- обмена $F_{\text{ор}}, \text{ м}^2$	Диаметр аппара- та D , мм	Габаритные разме- ры, мм			Диаметр штуцера, мм			Число труб $\lambda_{\text{тр}}$	Длина труб $l_{\text{тр}}, \text{ мм}$	Число ходов z	Емкость, л	
			Дли- на L	Ши- рина B	Вы- сота H	для воды	для фреона					по воде	по фреону
							Вход	Вы- ход					
МКТПР-10	10	325	1850	530	665	50	25	20	60	1500	4	12,5	88,5
МКТПР-16	16	325	1850	530	665	65	40	20	90	1500	4	25,5	79,5
МКТПР-25	25	377	2450	600	700	65	40	32	110	2000	4	33,0	142,0
МКТПР-40	40	426	2500	640	790	100	50	40	174	2000	2	63,0	185,0
МКТПР-50	50	426	3000	640	790	125	50	40	174	2500	2	72,0	232,5
МКТПР-63	63	426	3000	535	790	125	65	50	218	2500	2	83,5	212,5
МКТПР-80	80	530	2530	700	930	150	65	50	358	2000	2	123,5	265,0
МКТПР-100	100	530	3050	700	930	150	80	65	358	2500	2	142,5	335,0
МКТПР-125	125	530	3550	700	930	200	80	65	358	3000	2	180,0	410,6
МКТПР-160	160	600	3150	800	1020	200	100	80	530	2500	2	217,0	430,0
МКТПР-200	200	600	3650	800	1020	200	100	80	530	3000	2	244,0	520,0
МКТПР-250	250	700	3650	870	1155	250	125	100	730	3000	2	390,0	850,0
МКТПР-315	315	700	4150	870	1155	250	125	100	730	3500	2	455,0	990,0

Конденсаторы типа КСК

Марка	Площадь поверхности (внутренняя) $F_{\text{вн}}, \text{м}^2$	Диаметр обечайки $D \times \delta, \text{мм}$	Число труб $n_{\text{тр}}$	Длина труб $l_{\text{тр}}, \text{мм}$	Число ходов z	Емкость, м^3		Масса, кг
						по воде	по фреону	
30КСК	30,0	700×10	268	1780	6	0,233	0,488	1 924
35КСК	35,0	700×10	268	2480	6	0,264	0,615	2 310
50КСК	51,5	800×10	386	2480	4	0,385	0,758	2 997
60КСК	62,0	800×10	386	2980	4	0,428	0,913	3 502
100КСК	98,5	1000×10	614	2980	4	0,740	1,413	5 592
150КСК	140,0	1200×10	870	3990	4	1,100	2,120	8 072
200КСК	186,0	1200×10	870	3990	4	1,300	2,600	10 310



Для фреоновых турбоагрегатов используются аппараты КТР-380, КТР-500 из табл. 4.5.

Охлаждение конденсаторов судовых установок осуществляется, как правило, забортной водой, поэтому они более подвержены коррозии. В связи с этим их материальное и конструктивное оформление имеет ряд особенностей. Так, судовые конденсаторы типа КСК (семь типоразмеров) изготавливаются из более толстостенных труб диаметром 25×4. Градация таких конденсаторов приведена в табл. 4.7.

Вертикальные кожухотрубные конденсаторы. Аппараты этого типа представляют собой вертикальную цилиндрическую обечайку с приваренными к ней решетками, в которых развальцованы стальные трубы диаметром 57×3,5. Конденсация

Рис. 4.12. Вертикальный аммиачный конденсатор марки КВ:

1 — указатель уровня; 2 — к воздухоотделителю; 3 — уравнительная линия; 4 — предохранительный клапан; 5 — спуск воздуха; 6 — вход аммиака; 7 — манометр; 8 — выход жидкого аммиака; 9 — спуск масла; 10 — отвод воды; 11 — лапы крепления

происходит на наружной поверхности труб, а вода в виде пленки стекает внутри труб под действием силы тяжести. На конденсаторе устанавливается питательный бак с отверстиями и колпачками для распределения воды.

Московский завод «Компрессор» выпускает аммиачные конденсаторы такого типа марки КВ (табл. 4.8). Конденсаторы КВ (рис. 4.12) выгодно отличаются довольно компактной конструкцией, высокими коэффициентами теплопередачи $k = 814 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ и возможностью использования в качестве охлаждающей среды кроме циркуляционной также речной, морской и прудовой воды, даже в случае, если она загрязнена. Средний температурный напор в таких конденсаторах $\theta_m = 4 \div 7^\circ \text{C}$.

Вертикальные кожухотрубные конденсаторы, используемые в технологических схемах, бывают и с принудительной циркуляцией воды. В этом случае по конструкции они подобны горизонтальным кожухотрубным конденсаторам.

Противоточные двухтрубные конденсаторы. Завод «Компрессор» изготавливал такие конденсаторы из стальных труб диаметром $38 \times 4 \text{ мм}$ и $57 \times 3,5 \text{ мм}$ для аммиака. Как для воды, так и для хладагента двухтрубные элементы соединены последовательно, а для лучшего удаления конденсата трубы имели небольшой наклон

Таблица 4.8

Конденсаторы кожухотрубные вертикальные (см. рис. 4.12)

Марка	Площадь поверхности, м^2	Габаритные размеры, мм			Число труб $n_{\text{тр}}$	Диаметр штуцера, мм		Установочные размеры, мм						Объем межтрубного пространства, м^3		Масса, кг	
		D	B	H		парового	хладагентного d_1	D_1	D_2	L	H_1	I	I_1	I_2	То же, что и для горизонтальных	аппарата	рабочая
50KB	50	700	920	5500	64	70	32	920	660	940	4600	110	295	185	1,12	2 490	3 500
75KB	75	800	1020	5500	96	70	32	1010	760	1050	4600	110	295	185	1,27	3 365	5 200
100KB	100	1000	1220	5000	150	80	40	1220	960	1240	4100	110	315	205	1,80	4 750	6 300
125KB	125	1000	1220	6000	150	80	40	1220	960	1240	5100	110	315	205	2,20	5 700	8 800
150KB	150	1200	1450	5000	210	100	50	1420	1150	1440	4100	130	355	235	2,64	6 820	10 500
250KB	250	1400	1650	5500	312	125	50	1620	1250	1650	4600	130	405	235	3,64	10 815	16 300

Таблица 4.9

Переохладители противоточные (см. рис. 4.13)

Марка	Площадь поверхности охлаждения F , м ²	Число секций	Число труб в секции шт	Диаметр штуцера, мм		Габаритные и установочные размеры, мм			Масса, кг
				аммиачного d_1	водного d_2	Высота H	Расстояние между трубами H_1	Длина стойки H_2	
6ПП	5,85	1	12	32	32	1380	803	1405	565
8ПП	7,8	1	16	32	32	1690	1095	1700	730
12ПП	11,7	2	12	40	50	1700	803	1405	1110
16ПП	15,6	2	16	50	50	2010	1095	1700	1450

по ходу агента. В настоящее время такие конденсаторы для аммиачных машин не выпускаются, однако они продолжают эксплуатироваться на старых действующих установках.

Основными недостатками двухтрубных конденсаторов являются: большой расход металла, малая компактность, большое число разъемных соединений. Достоинство этих аппаратов в том, что их можно устанавливать без переохладителя при противотоке воды и хладагента.

В автономных кондиционерах получили применение двухтрубные конденсаторы, представляющие собой две трубы, вставленные одна в другую и согнутые в змеевик. Иногда наружная труба заменяется резиновым шлангом. В этом случае конденсация фреона происходит во внутренней трубе. Внутри спирального змеевика в таком конденсаторе размещается герметичный компрессор, что способствует компактному расположению всего оборудования.

В настоящее время по типу старых двухтрубных конденсаторов завод «Компрессор» выпускает противоточный переохладитель ПП (рис. 4.13), служащий для понижения температуры сконденсированного холодильного агента ниже температуры конденсации. Переохладитель устанавливается после оросительного или кожухотрубного конденсатора. Размерный ряд таких аппаратов приведен в табл. 4.9.

Иногда в качестве переохладителей применяют аппараты элементного типа [56].

Пакетно-панельные конденсаторы. В 1960 г. на заводе «Компрессор» разработан опытный образец аммиачного пакетно-панельного конденсатора. Основным элементом его секций является стальная цельноштампованная панель, показанная на рис. 4.14, а. Панель состоит из двух стальных листов, в которых выштампованы вертикальные ручки. Листы сварены по бокам и скреплены сваркой в пространстве между ручьями. В каналах, образованных

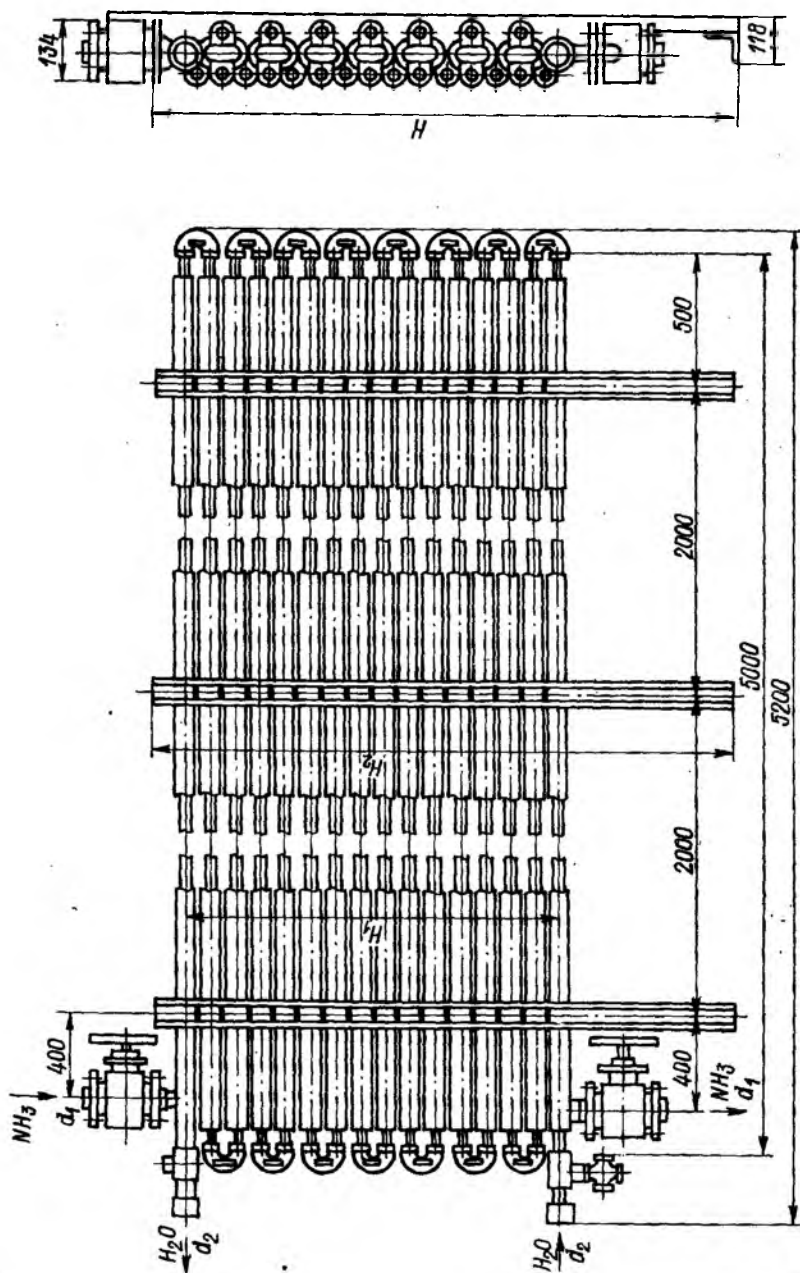


Рис. 4.13. Секция противоточного переохладителя

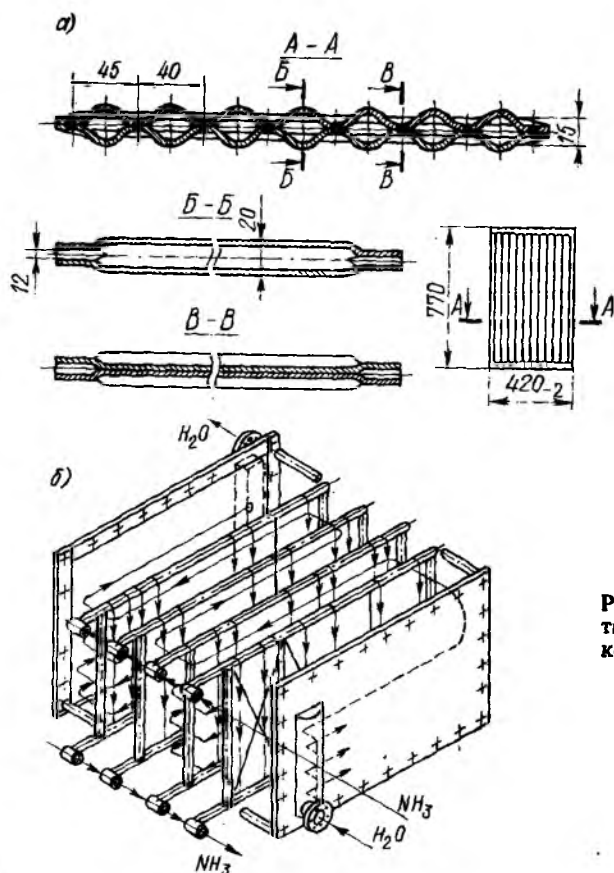


Рис. 4.14. Пакетно-панельный конденсатор

листами, конденсируется холодильный агент. Перемычки между каналами работают как плавниковые ребра.

Конденсатор (рис. 4.14, б) состоит из отдельных секций, каждая из которых составлена, в свою очередь, из последовательно установленных типовых панелей. Пакет из секций стягивается шпильками и зажимается между двумя массивными плитами-крышками. К верхней и нижней кромке каждой секции приварены стальные трубы, соединенные между собой вертикальными трубами. Панели расположены таким образом, что с одного конца рамки остается проход для охлаждающей воды. Внутренние полости секций параллельно соединены жидкостными и паровыми коллекторами, состоящими из муфт. Герметичность по воде обеспечивается применением уплотняющих прокладок. Такая конструкция конденсатора допускает его разборку для осмотра, чистки и нанесения антикоррозионных покрытий.

Несмотря на указанные преимущества, серийное производство таких конденсаторов еще не налажено. Их масса и габаритные

размеры велики. Однако при соответствующей конструктивной доработке панельные конденсаторы могут в ряде случаев оказаться конкурентоспособными по сравнению с кожухотрубными и пластинчатыми.

Пластинчатые конденсаторы. Аппараты пластинчатого типа разрабатываются в УкрНИИхиммаше. Для однофазных жидкостей они впервые нашли применение в молочной промышленности, а затем в химической и других отраслях народного хозяйства. Поверхности такого типа набираются из гофрированных пластин толщиной около 1 мм.

Различают три типа пластинчатых аппаратов: разборного, полуразборного и сварного типов. Первый тип аппаратов набирается из гофрированных пластин, уплотняемых по периметру резиновыми прокладками. Второй тип аппаратов набирается из попарно сваренных по периметру пластин, уплотняемых между собой резиновыми прокладками. Третий тип аппаратов — цельносварной.

В качестве конденсаторов водяного охлаждения, как показали работы ЛТИХП, УкрНИИхиммаша и ВНИИхолодмаша, могут с успехом использоваться цельносварные аппараты, а в качестве испарительных конденсаторов можно применять полуразборные аппараты. Основным элементом пластинчатого аппарата является гофрированная штампованная пластина [3, 23]. Основные характеристики перспективных пластин для аппаратов холодильных установок приведены в табл. 4.10.

В каналах, составленных из пластин, имеются точки опоры, что позволяет выдерживать разность давлений по обе стороны пластины, а также повышенное внутреннее давление в канале. Пластины в пакете располагают одна относительно другой под углом 180°. Каждая пластина омывается двумя рабочими средами, при этом попережное расположение гофр способствует турбулизации потока. Пространственная схема движения рабочих сред показана на рис. 4.15.

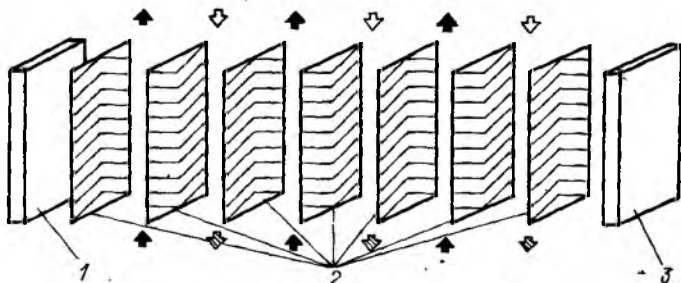


Рис. 4.15. Пространственная схема организации потоков в пластинчатом конденсаторе:

▲ — охлаждающая жидкость; ▼ — пар; ◀▶ — конденсат; 1, 3 — левая и правая прижимные плиты; 2 — теплообменные пластины гофрированные

Данные по некоторым типоразмерам пластин и образуемых ими каналов

Тип пластины	Площадь поверхности пластины F_0 , м ²	Характеристики пластин					Характеристики каналов из двух пластин					Характеристики гофр					
		Приведенная длина $L_{пр}$, м	Длина L , м	Ширина B , м	Толщина стенки δ , мм	Масса m , кг	Ширина b_0 , м	Зазор для прохода среды d , мм	Площадь поперечного сечения f_0 , м ²	Эквивалентный диаметр d_0 , мм	Смоченный периметр l_0 , м	Шаг, мм	по потоку	по нормали к гофре	Высота h , мм	Число гофр	Угол наклона φ , °
0,3	0,3	1,120	1,370	0,30	1	2,50	0,230	4	0,00110	8,0	0,556	20,8	18	18	4	50	60
0,5×2	0,5	0,836	1,380	0,64	1	5,50	0,585	5	0,00300	9,6	1,250	20,8	18	18	5	43	60
	0,75	1,470	1,470	0,47	1	5,50	0,444	4	0,00177	7,8	0,908	20,8	18	18	4	69	60
0,8	0,8	1,160	1,370	0,64	1	6,30	0,610	5	0,00310	9,3	1,340	36,0	18	18	5	46	30
	0,8	1,130	1,370	0,64	2	12,80	0,610	5	0,00330	11,5	1,415	36,0	18	18	5	46	30
1,2	1,2	1,910	1,932	0,64	2	19,32	0,610	6	0,00368	9,6	1,280	23,0	20	20	6	87	60

В качестве конденсаторов холодильных машин наиболее перспективно применение цельносварного или пакетно-сварного варианта. В этом случае пластины с помощью попеременно устанавливаемых прокладок свариваются в блок либо пакет и из пакетов набирается сам конденсатор. Сварной блок (пакет) показан на рис. 4.16. К торцевым входам привариваются соответственно водяной, паровой и жидкостный коллекторы со штуцерами. Для разгрузки концевых пластин блок сжимается с обеих сторон двумя прижимными плитами, которые крепятся болтами. Аммиачный промышленный конденсатор с площадью поверхности 50 м², разработанный УкрНИИХиммашем и ЛТИХПом, был испытан в схеме холодильной машины. Масса аппарата составляла 1800 кг, максимальная тепловая производительность $Q = 500$ кВт при среднем температурном напоре $\theta_m = 3,2$ К и скорости движения воды в каналах $w_b = 0,6$ м/с. При работе конденсатора обеспечивалось значительное переохлаждение агента. В компрессорном цехе, где был установлен пластинчатый конденсатор, ранее работало четыре конденсатора КВ75 общей площадью 300 м². После включения

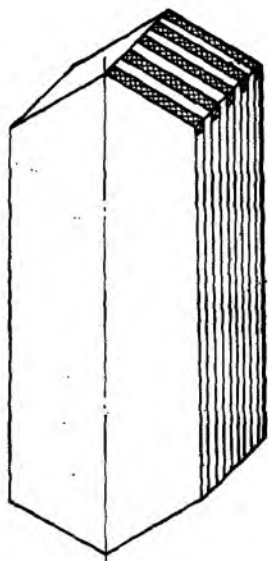


Рис. 4.16. Сварной блок (пакет) пластинчатого конденсатора

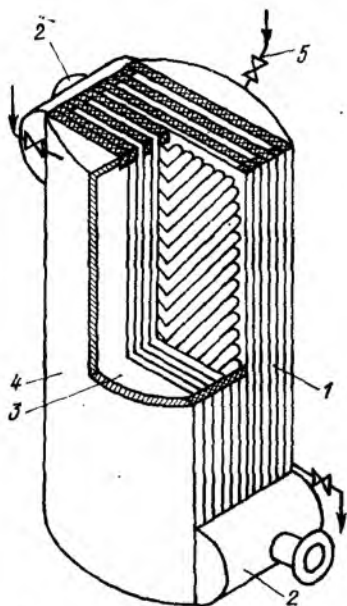


Рис. 4.17. Пластинчатый аппарат с оболочками противодавления

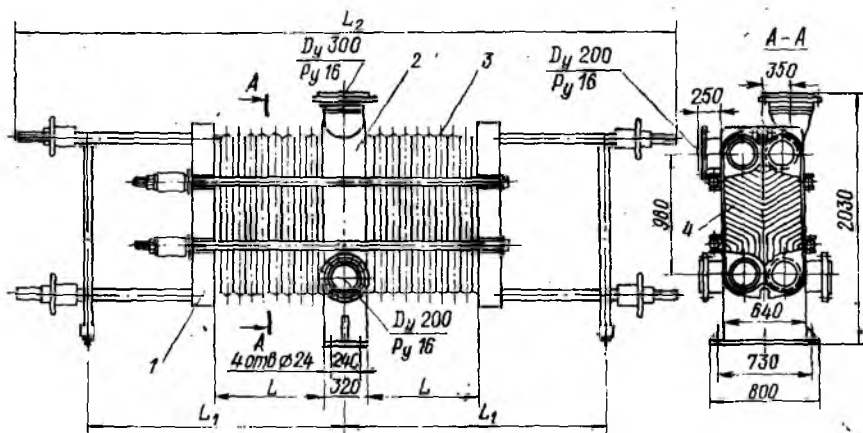


Рис. 4.18. Общий вид теплообменника (конденсатора) с центральной неподвижной плитой (исполнение III):

1, 2 — подвижная и неподвижная плиты; 3 — сваренная пара пластин, образующая закрытый канал; 4 — открытый межпластинный канал с резиновой уплотнительной прокладкой по контуру пластины

нового конденсатора при том же общем расходе воды давление конденсации снизилось на величину $\Delta p = 0,5 \div 1,0$ кПа. Эти показатели иллюстрируют достоинства пластинчатого конденсатора.

Большую долю в общей массе пластинчатого конденсатора занимают прижимные плиты и болты. С целью сокращения массы аппарата прижимные плиты можно заменить тонкостенными цилиндрическими оболочками противодавления. Такой аппарат состоит из пакета пластин 1 с подводщими и отводящими коллекторами 2. Роль плит выполняют тонкостенные оболочки 3, полости которых 4 через вентиль 5 заполняются средой высокого давления либо несжимаемой жидкостью (рис. 4.17).

В УкрНИИхиммаше разработаны конструкции полуразборных теплообменников, которые с успехом используются как конденсаторы (рис. 4.18). Такие аппараты дают возможность свободного доступа к поверхности теплообмена со стороны охлаждающей воды; по паровой стороне пластины попарно сварены. Все штуцера размещены в неподвижной центральной плите, что позволяет не отсоединять трубопроводы от аппарата при его разборке и чистке.

4.4. КОНДЕНСАТОРЫ С ВОДОВОЗДУШНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

Различают два вида таких конденсаторов: оросительные и испарительные. Оросительные конденсаторы в настоящее время сняты с производства.

Испарительные конденсаторы. Применение испарительных конденсаторов в зонах с сухим и жарким климатом может оказаться экономически более целесообразным, чем кожухотрубных конденсаторов и градирен. Они позволяют при высоких температурах наружного воздуха получать достаточно низкие температуры конденсации t_k , при этом используется минимальный расход воды. Такие зарубежные фирмы, как «Йорк» (*Jork*), «Линде» (*Linde*), выпускают испарительные конденсаторы производительностью до 2000—3000 кВт при $t_k = 35^\circ\text{C}$ и $t_{в1} = 22^\circ\text{C}$. Испарительные конденсаторы выпускаются странами СЭВ. Так, в ГДР конденсаторы выпускает предприятие «Нема» (*Nema*). ВНР производит конденсаторы типа «Эвако» (*Evaco*). В СССР производятся конденсаторы ИК-90 производительностью 209 кВт и ИК-180 производительностью 417 кВт ($t_k = 38^\circ\text{C}$, $t_{в1} = 22^\circ\text{C}$). Большинство конденсаторов имеет традиционное исполнение: гладкотрубные горизонтальные змеевики, осевой или центробежный вентилятор с верхним либо нижним его расположением.

Рассмотрим принцип действия испарительного конденсатора и особенности протекания процессов переноса в нем. На рис. 4.19, а показана принципиальная схема типового конденсатора. Наружный воздух с параметрами $t_{в1}$ и $i_{в1}$ через жалюзи 7 засасывается вентилятором 1 в подзмеевиковое пространство корпуса 2. Далее воздух проходит через межтрубное пространство горизонтальных

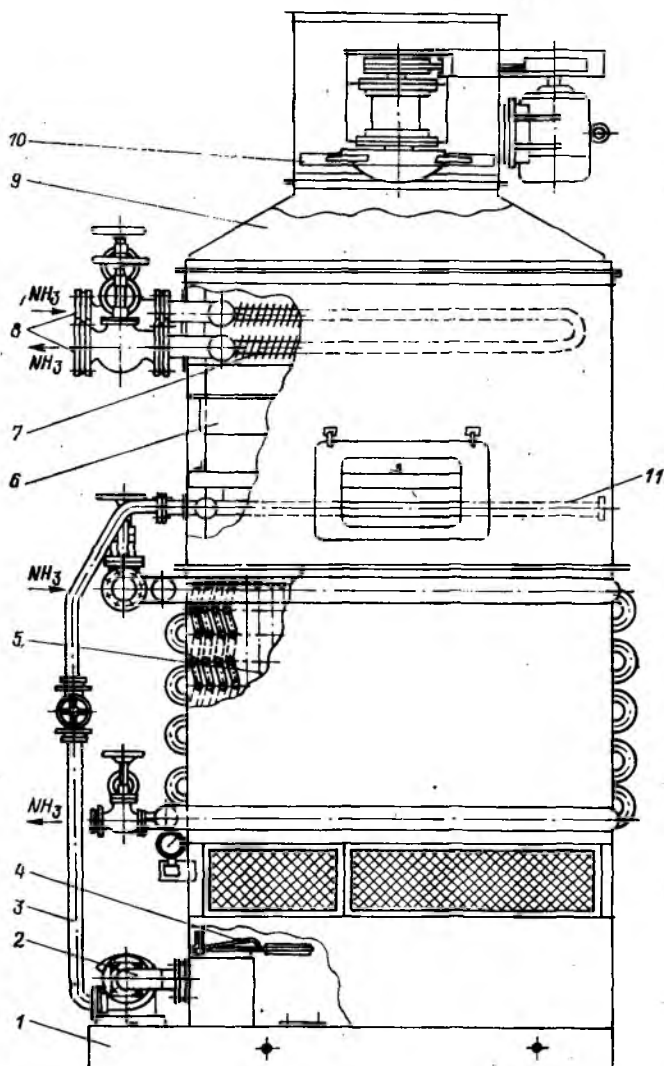


Рис. 4.21. Отечественный испарительный конденсатор:

1 — каркас; 2, 3 — забор и подача воды; 4 — поплавковый клапан; 5 — змеевик; 6 — сепаратор; 7 — форконденсатор; 8 — запорный вентиль; 9 — диффузор; 10 — вентилятор; 11 — оросительное устройство

состоянию наружного воздуха, а точка 4 — состоянию воздуха после прохождения форсунок, точка 5 — состоянию воздуха, покидающего конденсатор, точка 6 — состоянию влажного насыщенного воздуха при температуре $t_{вл}$, равной средней температуре воды t_w .

На рис. 4.21 показан отечественный испарительный конденсатор. Он имеет верхнее расположение вентилятора 10, отдельную

Таблица 4.11

Конденсаторы испарительные ИК

Марка	Тепловая нагрузка на основную секцию при $t = 30^\circ\text{C}$ и $\varphi = 50\% Q$, кВт	Площадь поверхности одной секции F , м ²	Расход воздуха V , м ³ /с	Расход воды, л/с		Число форсунок
				циркулирующей	подпиточной	
ИК-125	380	131	12,20	8,8	0,21	16
ИК-200	615	212	19,44	13,9	0,33	26
ИК-315	928	318	30,69	21,9	0,55	39
Марка	Диаметр рабочего колеса D , мм	Мощность двигателя N , кВт	Габаритные размеры			Масса, кг
			L	B	H	
ИК-125	700	2,2	4142	1700	2855	2900
ИК-200	700	2,2	6242	1700	2855	4600
ИК-315	800	4,0	6242	2320	2855	6950

секцию форконденсатора 7, в остальном соответствует рассмотренной выше схеме. Основные данные некоторых разработанных во ВНИХИ и ВНИИхолодмаше конденсаторов серии ИК приведены в табл. 4.11.

В действующих установках используются конденсаторы типа «Эвако» производства ВНР (табл. 4.12).

Указанная производительность достигается при температуре конденсации аммиака $t_k = 35^\circ\text{C}$ и температуре воздуха по мокрому термометру $t_{\text{вл}} = 18^\circ\text{C}$. Теплота перегрева снимается в форконденсаторе, изготовленном из оцинкованных оребренных труб; далее насыщенный пар поступает в маслоотделитель, где сепарируются капли масла. Затем пар попадает в основную секцию, представляющую собой группу змеевиков из оцинкован-

Таблица 4.12

Конденсаторы испарительные «Эвако»

Марка	Тепловая нагрузка Q , кВт	Площадь поверхности F , м ²	Габаритные размеры, мм			Расход воздуха M , кг/с	Расход подпиточной воды, л/с	Мощность двигателя вентилятора $N_{\text{дв}}$, кВт
			L	B	H			
100	160	100	1200	4000	4050	12	0,07	3×2,0
400	560	400	2400	4000	4050	24	0,27	4×6,0
600	835	600	3600	4000	4050	36	0,54	6×12,0
800	1120	800	4800	4000	4050	48	0,81	8×12,0
1000	1400	1000	6000	4000	4050	60	1,08	10×15,0

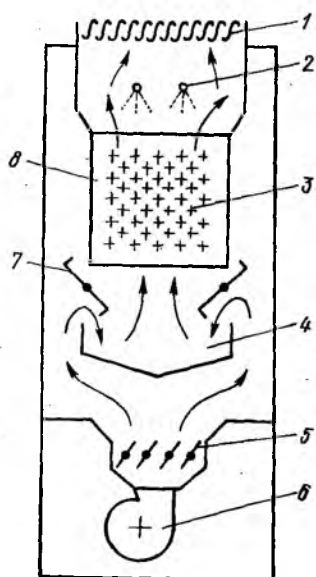


Рис. 4.22. Испарительный конденсатор с нижним расположением вентилятора

ных стальных труб диаметром $25 \times 2,5$, располагаемых в шахматном порядке. Расход воды с учетом испарения и уноса составляет до 5—8 % от расхода воды в кожухотрубном конденсаторе такой же производительности.

Интересна конструкция испарительного конденсатора фирмы «Данхем Буш» (*Dunham Bush*) — рис. 4.22. Конденсатор хорошо защищен от коррозии. Вентилятор 6, расположенный вниз, работает практически на сухом воздухе. Такие элементы, как отбойник 1, сопла 2, водяные магистрали (на рис. 4.22 не показаны), поддон 4, изготовлены из неметаллических материалов. Основная поверхность 8 набирается из стальных либо медных труб 3. Блок, включающий в себя сопла, основную поверхность, качающиеся заслонки 7, исключающие падение воды вниз, отделены от других частей пластиковым конвертом. Вентилятор оборудован регулирующим клапаном 5.

Рекомендуемые режимы работы $t_k = 33 \div 47^\circ \text{C}$ при $t = 18 \div 28^\circ \text{C}$. Ряд аппаратов рассчитан на производительность от 7 до 1000 кВт.

4.5. ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ КОНДЕНСАТОРОВ

Влияние присутствия воздуха на работу конденсатора. Воздух попадает в конденсаторы холодильных установок при вскрытии различных аппаратов во время ремонта; при работе испарительной системы на низких температурах кипения, когда система длительное время находится под вакуумом; во время заправки системы хладагентом и маслом; при недостаточном вакуумировании системы после монтажа; при продолжительной работе компрессоров в режиме влажного хода, когда всасывающий клапан остается закрытым.

Независимо от места проникновения воздуха в систему он скапливается на стороне высокого давления: в нагнетательной линии, конденсаторе и ресивере, поскольку гидравлический затвор, имеющийся в ресивере, предотвращает прорыв паровой и газовой фаз в испарительную систему.

Для смеси воздух—хладагент воздух является неконденсирующимся компонентом. Присутствие его в системе холодильной установки приводит к повышению давления конденсирующейся смеси по сравнению с давлением насыщения чистого хладагента,

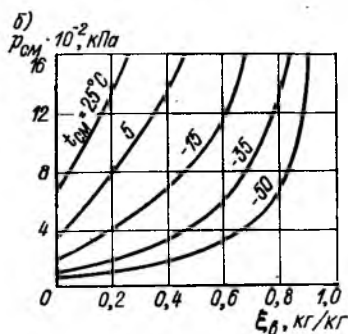
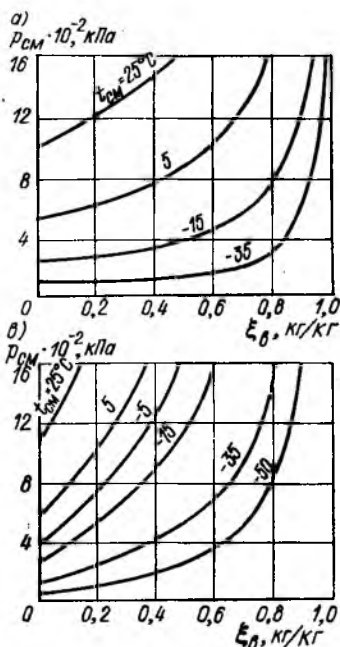


Рис. 4.23. Зависимость давления от массовой концентрации и температуры для смесей: а — аммиак—воздух; б — R12—воздух; в — R22—воздух

что, в свою очередь, является причиной возрастания мощности, потребляемой компрессором, увеличения температуры нагнетания, снижения коэффициента подачи компрессора и холодопроизводительности холодильной установки, ускорения изнашивания пар трения компрессора. На рис. 4.23 показана связь давления конденсации смеси с концентрацией воздуха (в смеси) для различных температур. Повышение давления в конденсаторе есть результат резкого снижения интенсивности теплоотдачи при конденсации хладагентов в присутствии неконденсирующихся примесей, что равносильно выключению из работы части его теплообменной поверхности.

Рассмотрим физическую картину конденсации пара в присутствии воздуха и причины снижения интенсивности теплоотдачи в этом процессе по сравнению с конденсацией чистого пара.

Перемещаясь к холодной поверхности теплообмена конденсатора, пар хладагента увлекает за собой и неконденсирующийся компонент — воздух. Возникает поперечный поток массы из объема смеси (ее ядра) к стенке. Пар хладагента конденсируется на твердой стенке, образуя жидкостную пленку конденсата (рис. 4.24), поверхность которой непроницаема для воздуха. При осуществлении непрерывного процесса у поверхности жидкой пленки накапливается диффузионный слой с повышенными относительно ядра потока концентрацией и парциальным давлением воздуха. Под действием разности парциальных давлений у по-

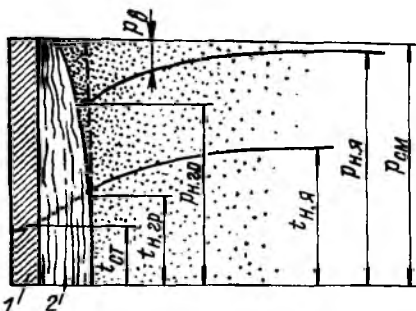


Рис. 4.24. Изменение температуры и парциальных давлений компонентов при конденсации паровоздушной смеси:

1 — стенка теплообменной поверхности конденсатора; 2 — пленка конденсата

верхности конденсации. Поскольку, согласно закону Дальтона, давление паровоздушной смеси $p_{см}$ во всем объеме одинаково, парциальное давление $p_{н.гр}$ и соответствующая этому давлению температура насыщения пара хладагента $t_{н.гр}$ у поверхности пленки конденсата будут ниже, чем в парогазовом ядре $p_{н.я}$ и $t_{н.я}$. Отсюда следует, что при одной и той же плотности теплового потока разность температур $t_{н.я} - t_{ст}$ при конденсации хладагентов в присутствии инертного компонента будет больше, чем при конденсации чистого вещества ($t_{н.я} - t_{н.я}$ — температура насыщения хладагента, соответствующая его парциальному давлению в ядре потока смеси; $t_{ст}$ — температура поверхности стенки со стороны конденсирующегося хладагента — рис. 4.24).

Плотность теплового потока при конденсации хладагента из парогазовой смеси можно рассчитать по уравнению, аналогичному уравнению при конденсации пара без примесей инертного компонента

$$q = \alpha_{см} (t_{н.я} - t_{ст}) = \frac{1}{R_{см}} (t_{н.я} - t_{ст}).$$

Методика определения коэффициента теплоотдачи при конденсации из парогазовой смеси ($\alpha_{см}$) или термического сопротивления $R_{см}$ приведена в работе [32]. Это сопротивление состоит из двух слагаемых

$$R_{см} = R_{п} + R_{д}.$$

Первое слагаемое — есть термическое сопротивление пленки конденсата, второе — суммарное термическое сопротивление, определяемое интенсивностью теплопереноса из ядра потока к пленке за счет разности температур ($t_{н.я} - t_{ст}$) и диффузионной составляющей, представляющей собой произведение плотности потока массы конденсирующегося вещества на теплоту парообразования. Таким образом, термическое сопротивление теплоотдаче от ядра потока к стенке теплообменной поверхности конденсатора $R_{см}$ выше, чем при конденсации чистого вещества при прочих равных условиях. Следовательно, наличие воздуха в системе холодильной установки приводит к снижению интенсив-

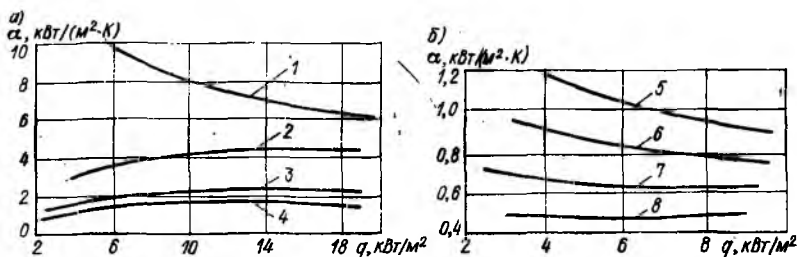


Рис. 4.25. Влияние присутствия воздуха на теплообмен при конденсации аммиака (а) и R12 (б);

1 — конденсация чистого аммиака; 2 — смесь с концентрацией воздуха 2,5 %; 3 — то же, но 17,5 % воздуха; 4 — то же, но 35,3 % воздуха; 5 — чистый R12; 6 — смесь с содержанием воздуха 14,7 %; 7 — то же, но 20 % воздуха; 8 — то же, но 32,6 % воздуха

ности теплообмена в конденсаторе, что подтверждается результатами многочисленных экспериментальных исследований.

На рис. 4.25 представлены экспериментальные данные И. В. Мазюкевича для теплообмена при конденсации паров аммиака и R12 в смеси с воздухом на поверхности горизонтальных и вертикальных труб. Увеличение концентрации инертного компонента существенно снижает величину коэффициента теплоотдачи по сравнению с конденсацией чистого вещества. Для смеси с одной и той же концентрацией воздуха увеличение плотности теплового потока приводит к снижению разницы в величинах коэффициентов теплоотдачи при конденсации чистого пара и смеси.

Сопоставление относительного изменения коэффициентов теплоотдачи при конденсации паровоздушных смесей свидетельствует о существенном влиянии физических свойств низкокипящего компонента на процесс конденсации в присутствии воздуха.

В большей степени отрицательное влияние неконденсирующихся газов проявляется при конденсации веществ, у которых термическое сопротивление пленки конденсата (R_n) невелико по сравнению с полным сопротивлением $R_{см}$ (вода, аммиак). Для фреонов термическое сопротивление пленки конденсата велико и является преобладающим в величине $R_{см}$, поэтому для них влияние неконденсирующихся примесей менее значительно.

Вместе с тем данные, приведенные на рис. 4.25, свидетельствуют о резком снижении интенсивности теплоотдачи при конденсации в присутствии даже небольших по объему количеств воздуха. Так, при объемном содержании в смеси всего лишь 4 % воздуха (такое количество воздуха может остаться в элементах холодильной установки после монтажа и недостаточного вакуумирования) коэффициенты теплоотдачи в конденсаторах фреоновых систем снижаются на 10—30 %, а аммиачных — почти на 50 %. Отсюда то серьезное внимание, которое уделяется при эксплуатации холодильных установок удалению воздуха из систем.

Существенное влияние на теплоотдачу при конденсации смесей хладагентов с неконденсирующимися примесями оказывает скорость пара. В работах Ю. Н. Ширяева по исследованию конденсации внутри горизонтальных труб и Г. И. Величко по конденсации на наружной поверхности горизонтальной трубы с односторонним боковым подводом пара в межтрубное кольцевое пространство показано, что на входном участке конденсатора, где скорость смеси максимальна, образуется так называемый участок оттеснения, на котором концентрация инертного компонента минимальна. На этом участке конденсируется практически чистый пар низкокипящего компонента. По длине участка конденсации скорость смеси падает, а концентрация инертного компонента увеличивается и достигает максимальной величины в конце участка конденсации. Длина участка оттеснения обратно пропорциональна величине средней начальной концентрации инертного компонента.

Выполненные исследования позволяют сделать важный практический вывод о целесообразности удаления воздуха из работающей установки в точке, наиболее удаленной от места входа паровоздушной смеси, т. е. оттуда, где концентрация воздуха в смеси наибольшая. Заметим, что при неработающих компрессорах место отбора смеси для удаления воздуха не имеет принципиального значения.

Анализируя зависимости, графически представленные на рис. 4.23, приходим к еще одному важному для правильной эксплуатации конденсаторов холодильных установок выводу. Для того чтобы увеличить концентрацию воздуха в смеси, направляемой в воздухоотделители и снизить таким образом потери хладагента в процессе выпуска воздуха, необходимо либо повышать давление, либо снижать температуру смеси, либо использовать указанные методы одновременно. Например, для того чтобы массовая концентрация воздуха в смеси достигла 60 % при температуре $t_{см} = -15^\circ\text{C}$, необходимо сжать смесь воздуха и R12 до давления 1,2 МПа, воздуха и R22 — до давления 1,6 МПа, воздушно-аммиачной смеси — до 0,45 МПа. Давление должно быть тем выше, чем больше отношение молекулярных масс хладагента и воздуха.

В практике эксплуатации фреоновых холодильных установок отбираемая для выпуска воздуха смесь обычно сжимается специальным компрессором до двух-, трехкратного давления конденсации, а затем охлаждается до низких температур [36].

Влияние присутствия масла на работу конденсатора. В систему холодильной установки масло попадает при работе поршневых, ротационных или маслозаполненных винтовых компрессоров. Масло увлекается потоком сжимаемого пара хладагента, поступает в нагнетательную линию и далее в конденсатор. В зависимости от физических свойств хладагента и масла, режимов работы компрессора, скорости парового потока масло, уносимое из ком-

прессора, может быть как в парообразном состоянии, так и в виде мелкодисперсных или более крупных капель.

В зависимости от взаимной растворимости хладагента и масел характер их влияния на процесс теплообмена в конденсаторе может быть различен. Аммиак ограниченно растворяется в маслах, используемых для смазки компрессоров аммиачных холодильных установок (ХА, ХА-23, ХА-30, ХА-34, «Фригус», веретенное-2 и др.). Плотность жидкого аммиака около 650 кг/м^3 , что значительно ниже плотности указанных смазочных масел (около 900 кг/м^3). Некоторое количество масла, увлекаемого паром хладагента и не уловленного в маслоотделителе (в среднем 0,05 % от массового расхода аммиака), в парообразном либо жидкокапельном состоянии попадает в конденсатор и конденсируется либо осаждается на его холодной теплообменной поверхности. Вследствие разности плотностей конденсата аммиака и жидкого масла последнее стекает по теплообменной поверхности и скапливается в нижней части конденсатора либо ресивера. Систематические исследования влияния присутствия масла на теплообмен при конденсации аммиака до настоящего времени отсутствуют, а имеющиеся в литературе сведения по этому вопросу малочисленны и порой противоречивы.

В ряде работ и рекомендаций по эксплуатации конденсаторов аммиачных холодильных установок отмечается, что масляная пленка толщиной 0,05—0,08 мм, покрывающая теплообменную поверхность конденсатора, является дополнительным термическим сопротивлением теплоотдаче, которое необходимо учитывать при расчете поверхности теплопередачи ($\lambda_{\text{мас}} \approx 0,12 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$). Отмечается, что замасливание поверхности конденсатора вызывает рост температуры конденсации и, как следствие этого, рост удельного потребления электроэнергии на привод компрессора и снижение холодопроизводительности холодильной установки.

Кроме того, выполненные Н. И. Мирмовым [42] эксперименты по исследованию коэффициентов теплоотдачи при конденсации паров аммиака с маслом на горизонтальных трубах диаметром $25 \times 2,5 \text{ мм}$ показали, что коэффициенты теплоотдачи при конденсации смеси возрастали на 19—26 % по сравнению с конденсацией аммиака без масла. Визуальные наблюдения за теплообменной поверхностью позволили сделать вывод об отсутствии постоянной пленки масла на поверхности. Увеличение теплоотдачи автор объясняет тем, что под воздействием различных температур и давлений, контакта с аммиаком и конструктивными материалами и в присутствии небольшого количества воздуха, имеющегося в установках, масла окисляются и становятся поверхностно-активными веществами. Для образующегося раствора аммиака с окисленным маслом даже при ограниченной их взаимной растворимости характерно снижение величины поверхностного натяжения, а это, в свою очередь, сказывается на режиме течения пленки конденсата.

Для окончательного решения вопроса о влиянии масла на теплообмен при конденсации аммиака для различных условий работы холодильной установки, ориентации поверхности и концентраций масла нужны дополнительные, более детальные и обширные исследования.

При обычных давлениях и температурах, характерных для условий эксплуатации холодильных машин, большинство наиболее распространенных агентов R11, R12, R21, R22, R113 неограниченно растворяются в маслах, применяемых для смазывания компрессоров. Например, R12 неограниченно растворим в маслах ХФ-12-18, ХМ-35; R22 — в маслах ХФ-22-24, ХФ-22С-16, ХМ-35. Попадание масла в конденсаторы холодильных установок, работающих на этих хладагентах, не приводит к образованию устойчивой пленки масла на поверхности теплообмена. Таким образом, можно предполагать, что коэффициенты теплоотдачи при конденсации фреономасляных смесей не будут существенно отличаться от таковых при конденсации чистых фреонов. Для более уверенного суждения по этому поводу необходимо проведение специальных исследований.

Влияние качества воды и способа водоподготовки на работу конденсатора. Вода, подаваемая в конденсаторы холодильных установок, зачастую содержит растворенные соли (в основном, кальция и магния), которые в процессе эксплуатации постепенно оседают на поверхности теплообмена, образуя слой твердого осадка — накипи. Коэффициент теплопроводности осадка жесткой воды составляет 1,2—1,4 Вт/(м·К), что примерно в 40 раз ниже теплопроводности стальных и в 300 раз ниже теплопроводности медных труб. Следовательно, отложение накипи на поверхности теплообмена существенно повышает общее термическое сопротивление и резко снижает интенсивность теплопередачи. Помимо накипи на поверхности теплообменных аппаратов может оседать грязь, ил, окалина, ржавчина, содержащиеся в циркулирующей воде. Поверхность теплообмена может обрастать биологическими отложениями и микроорганизмами.

Все эти факторы снижают тепловую эффективность конденсационных устройств, что, в свою очередь, приводит к снижению холодопроизводительности холодильной установки, повышению удельного расхода энергии на выработку холода, увеличению износа оборудования. Поэтому организация надежной очистки воды, ее обработка и подготовка перед подачей в конденсаторы — одна из серьезных и важных задач эксплуатации теплообменного оборудования.

Для отделения наиболее крупных механических и биологических фракций, содержащихся в воде, на практике широко используют различные типы фильтров (сетчатые, самоочищающиеся и др.). Снижения уровня загрязнений воды органическими и минеральными коллоидно-дисперсными веществами в ряде случаев достигают путем отстаивания загрязненной воды и коагуляции

примесей добавлением технического железного купороса или сернокислого глинозема.

Иногда для смягчения воды, т. е. извлечения из нее солей кальция и магния, применяют катионитовые фильтры, в которых катионы кальция и магния замещаются катионами Na^+ , H^+ либо NH_4^+ , соли которых имеют рыхлую структуру и легко удаляются с поверхности теплообмена.

Для предотвращения образования накипи на теплообменных поверхностях в последнее время стали использовать и специальные способы обработки воды — магнитный и ультразвуковой. Суть способа магнитной обработки жесткой воды заключается в пропускании ее через магнитное поле, образованное постоянными магнитами либо электромагнитами. При этом все соли жесткости остаются в воде, но она теряет свойства накипеобразования, содержащиеся в ней соли выпадают в осадок в виде легко удаляемого потоком шлама. Физический механизм этого процесса до конца не раскрыт, однако исследования показали, что эффективность магнитной обработки воды зависит от скорости потока, напряженности магнитного поля и других факторов. Важно отметить и тот факт, что магнитная обработка воды снижает ее коррозионные свойства.

Способ ультразвуковой обработки основан на создании ультразвуковых колебаний поверхности теплообмена с помощью специальных генераторов. Упругие ультразвуковые колебания поверхности передаются пристенному слою охлаждающей воды. Возникающие возмущения и турбулизация в этом слое препятствуют отложению накипи на теплоотдающей поверхности и обростанию ее микроорганизмами.

В зависимости от условий эксплуатации, степени загрязненности воды, подаваемой в конденсаторы, производительности холодильной установки и других условий может быть применен тот или иной способ водоподготовки или их различные сочетания. Однако ни один из них не может полностью исключить возможности загрязнения поверхности, поэтому теплообменная поверхность должна периодически очищаться от накапливающихся отложений.

В настоящее время разработаны и применяются различные способы восстановления эффективности теплообмена в конденсаторах холодильных установок: химический, механический и тепловой.

Химический способ очистки наиболее распространен, поскольку наиболее эффективен, прост и наименее трудоемок. Он основан на растворении накипи щелочным либо кислотным раствором, прокачиваемым насосом по замкнутой рециркуляционной схеме [23]. Состав раствора и его температура определяются химическими свойствами слоя накипи, материалом конструкции теплообменного аппарата и подбираются исходя из конкретных условий эксплуатации. Непременным условием химической очистки яв-

ляется последующая нейтрализация и промывка теплообменной поверхности.

Механический способ заключается в удалении твердого осадка с поверхности конденсаторов с помощью различных механических приспособлений (щеток, ершей, шарошек, протяжек, скребков и пр.), приводимых в движение электро- либо пневмодвигателями. Одновременно с использованием указанных механических средств в трубы может подаваться вода либо воздух, удаляющие отделяемый осадок из труб. Механический способ очистки довольно трудоемок, связан с применением специального инструмента и, кроме того, может привести к повреждению поверхности теплообмена — образованию локальных очагов коррозии или интенсивного осаждения накипи.

Тепловой способ основан на использовании теплового удара — резкого изменения температуры поверхности, в результате чего происходит растрескивание слоя накипи и даже отделение ее с поверхности из-за различия в коэффициентах температурного расширения металла стенки и слоя накипи. Удалить отделившийся слой накипи далее уже не составляет труда. Тепловой способ очистки теплообменной поверхности применяется реже, чем перечисленные выше, поскольку он может привести к появлению температурных напряжений в элементах конденсационных устройств, а иногда даже к нарушению прочности и плотности конденсатора.

4.6. РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ КОНДЕНСАТОРОВ

Испытания теплообменных аппаратов имеют целью установить величины коэффициентов теплопередачи, плотностей теплового потока и гидравлических сопротивлений при различных режимах работы холодильной машины.

При испытаниях конденсаторов обычно измеряются: расход охлаждающей среды (воды или воздуха), ее температура на входе и выходе из конденсатора, мощность, затрачиваемая на перекачку охлаждающей среды, температура и давление конденсации, температура хладагента на входе в конденсатор и на выходе из него, расход проходящего через конденсатор хладагента.

Основные вопросы методики испытаний изложены в работе [55]. Ниже приведены результаты испытаний некоторых типов конденсаторов (почерпнутые из литературных источников), полученные различными авторами.

Аммиачные конденсаторы. Водяные конденсаторы. Во ВНИК-Тихоходпроме был испытан выпускаемый заводом «Компрессор» горизонтальный кожухотрубный конденсатор КТГ-90. По результатам испытаний был сделан вывод о том, что в интервале плотностей теплового потока $q = 2,3 \div 5,8 \text{ кВт/м}^2$ коэффициенты теплопередачи аппарата практически не зависят от q , слабо зависят от температуры конденсации t_k

(рис. 4.26), а определяются в основном скоростью воды и степенью загрязнения поверхности (рис. 4.27), а также присутствием в аммиаке воздуха. Анализ результатов этих испытаний позволяет предположить наличие в конденсаторе примерно 1 % воздуха в аммиаке, причем столь низкая концентрация не может быть зафиксирована используемыми лабораторными приборами [42]. Присутствие же даже небольшого количества воздуха и наличие загрязнений на поверхности труб определяет низкие значения коэффициента теплопередачи и пологий характер зависимостей $k = f(q)$ и $k = f(w)$, показанных на рис. 4.26 и 4.27.

Обобщая результаты испытаний промышленных горизонтальных конденсаторов кожухотрубного типа, можно сказать, что после длительной работы аппарата его коэффициенты теплопередачи определяются в основном термическим сопротивлением загрязнений. Рекомендуемые для ориентировочных расчетов значения k соответствуют кривой 5 на рис. 4.27. При скорости воды $w = 1,5$ м/с $k = 1,16$ кВт/(м²·К), так что при принимаемом обычно значении $\theta_m = 4 \div 5$ °С значение q составляет 4,6—5,8 кВт/м².

Как показали результаты испытаний вертикальных кожухотрубных конденсаторов, интенсивность их работы также определяется в основном количеством подаваемой на охлаждение воды и степенью загрязнения аппарата. По опытам, проведенным во ВНИКТИХолодпроме, при уменьшении интенсивности орошения от 6000 до 2000 л/(м·ч) коэффициент теплопередачи конденсатора с гладкими трубами снизился от 2,3 до 1,5 кВт/(м²·К). Даже при большом расходе воды аппарат не может работать эффективно, если не обеспечено смачивание водой внутренней поверхности труб по всей высоте аппарата. По результатам испытаний практическое значение удельного

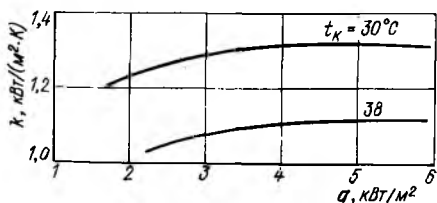


Рис. 4.26. Зависимость коэффициента теплопередачи аммиачного конденсатора КТГ-90 от плотности теплового потока при $w = 1,5$ м/с

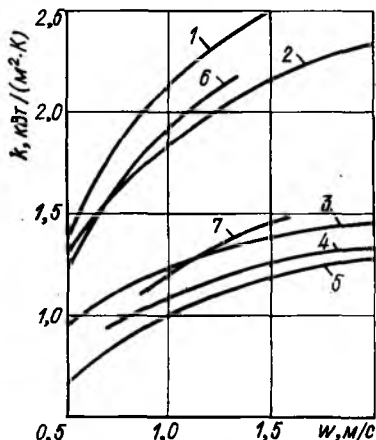


Рис. 4.27. Зависимость коэффициентов теплопередачи аммиачных конденсаторов водяного охлаждения от скорости воды:

1 — горизонтальные кожухотрубные с чистой поверхностью; 2 — то же после 16-часовой работы; 3 — то же после длительной работы; 4 — КТГ-90; 5 — КТГ, рекомендуемые для расчета; 6 — элементный 14-трубный конденсатор при $q = 5$ кВт/м²; 7 — то же семитрубный после длительной работы при $q = 5$ кВт/м².

теплосъема кожухотрубного вертикального конденсатора с гладкими трубами при длительной его эксплуатации составляет 4,6—5,2 кВт/м² при $\theta_m = 4 \div 5$ °С. Применение в вертикальных кожухотрубных конденсаторах труб с проволочным оребрением позволило значительно (в 1,25 раза) интенсифицировать эти аппараты [30].

В долговременных промышленных испытаниях аммиачного пластинчатого конденсатора с площадью поверхности 50 м² получены максимальные значения коэффициента теплопередачи $k = 2,6$ кВт/(м²·К) и удельного теплосъема $q = 9$ кВт/м² при $\theta_m = 3,5$ °С и скорости воды 0,6 м/с [47]. При этом обеспечивалось значительное переохлаждение жидкого аммиака.

Испарительные конденсаторы. Методика испытаний испарительных конденсаторов имеет некоторые особенности: измеряются расходы и параметры всех трех сред, участвующих в тепломассообмене: хладагента, воды и воздуха. Поскольку тепломассообмен в аппаратах испарительного охлаждения зависит от энтальпии окружающего воздуха, однозначно связанной с его температурой по влажному термометру, то при испытаниях измеряется также температура воздуха по влажному термометру на входе и выходе из аппарата. Фиксируется мощность, потребляемая электродвигателями вентиляторов и водяных насосов, а также расход добавляемой свежей воды.

На основании результатов испытаний двух аммиачных испарительных конденсаторов производительностью 835 кВт оросительную систему в работе [72] рекомендуется выполнять из труб квадратного профиля с водораспределителями из пластика. Между змеевиками под распределителем устанавливалась решетка из трех слоев пластиковых сеток, что при использовании «квадратных труб» обеспечивало смачивание змеевиков на ширине 400—450 мм. (При использовании в оросительной системе испарительного конденсатора обычных труб диаметром 31,75 мм с водовыпускными отверстиями диаметром 8 мм, расположенными на расстоянии 200 мм друг от друга, ширина зоны смачивания составляет 150—200 мм.) В результате производительность аппарата повысилась на 8—18 %.

Результаты исследования теплотехнических характеристик испарительных конденсаторов ИК-125, «Эвако-200» и «Эвако-400» приведены в работе [49].

На рис. 4.28 представлена плотность теплового потока в испарительных конденсаторах типа «Эвако» при различных температурах конденсации t_k и скорости воздуха в живом сечении $w_b = 4,5$ м/с. Потребляемая электродвигателями вентиляторов мощность, приходящаяся на 1 кВт отведенной теплоты в режиме $t_k = 35$ °С, $t_{вд} = 18$ °С, составляет примерно 10—15 Вт/кВт.

В работах [12, 64] приведены результаты исследований моделей испарительных конденсаторов, а также рекомендации по их расчету и совершенствованию.

Воздушные конденсаторы. На рис. 4.29 представлены результаты испытаний описанных выше воздушных конденсаторов различной конструкции при работе в составе аммиачных холодильных установок: аппарата Я10 ФКБ цельностальной конструкции с оцинкованной наружной поверхностью, аппарата ВКЛ-630 с оребрением из навитой алюминиевой ленты (данные ВНИИ-холодмаша), аппарата КВО-2100 с алюминиевыми ребрами, изготовленными методом литья под давлением [2]. Как видно из рисунка, аппараты ВКЛ и Я10 ФКБ имеют примерно одинаковую эффективность теплопередачи. При плотности теплового потока, отнесенной к площади наружной (оребренной) поверхности, $q_n = 0,2 \text{ кВт/м}^2$, и температуре окружающего воздуха $t_{в1} = 20^\circ\text{C}$ эти аппараты обеспечивают температуру конденсации $t_n \approx 23^\circ\text{C}$ — примерно на 12° ниже, чем у аппарата КВО-2100. Однако мощность, потребляемая электродвигателями вентиляторов, отнесенная к 1 кВт отведенной теплоты по результатам испытаний в аппарате КВО-2100 оказалась на 9 и 35 % ниже, чем в аппаратах Я10 ФКБ и ВКЛ-630 соответственно.

В работе [45] приведены некоторые рекомендации по применению в промышленных холодильных установках конденсаторов воздушного охлаждения, основывающиеся на опыте широкого практического использования такого типа аппаратов для охлаждения технологических сред в нефтехимической промышленности.

Фреоновые конденсаторы. Для фреоновых кожухотрубных конденсаторов типа КФ-130 с водяным охлаждением, имеющих оребрение, соответствующее изображенному на рис. 4.11, а, а также кожухозмеевиковых с такой же геометрией оребрения при $\theta_m = 6 \div 8^\circ\text{C}$ и скорости воды

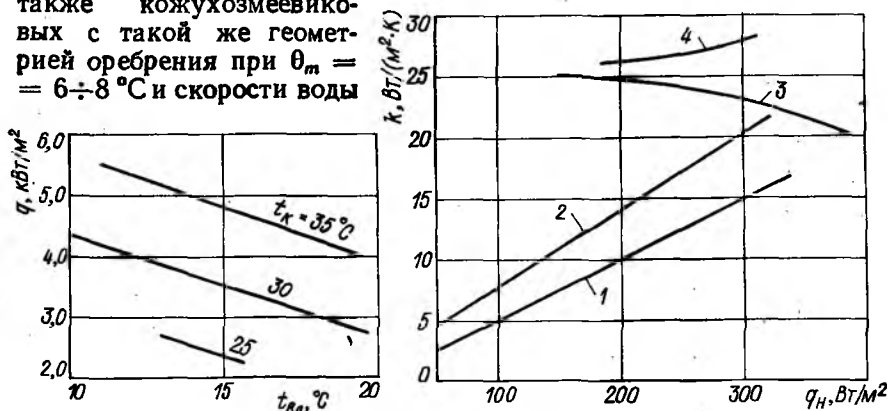


Рис. 4.28. Зависимость плотности теплового потока в испарительных конденсаторах типа «Эвако» от температуры воздуха по влажному термометру

Рис. 4.29. Зависимость коэффициента теплопередачи от плотности теплового потока и аммиачных воздушных конденсаторах:

1 — КВО-2100 при $\varphi = 8,7 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}$; 2 — то же, $\varphi = 11,6 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}$; 3 — Я10 ФКБ при $\varphi = 8,5 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}$; 4 — ВКЛ-630

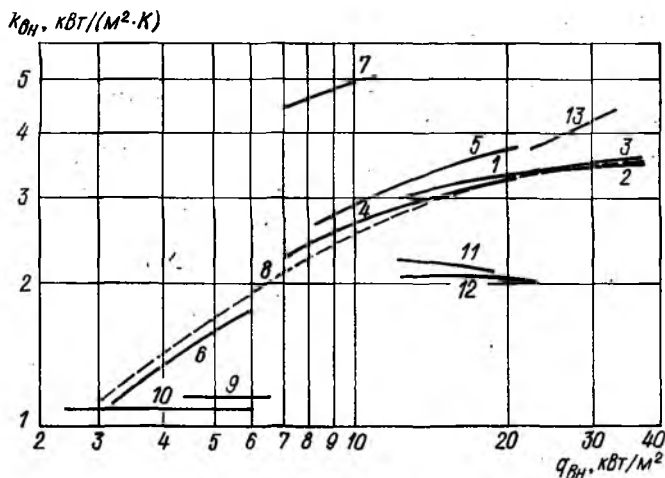


Рис. 4.30. Зависимость коэффициентов теплопередачи фреоновых кожухотрубных конденсаторов от плотности теплового потока:

1—3 — КТР-300 холодильной машины ХТМФ-235 с центробежным компрессором ($t_K = (35 \pm 40)^\circ\text{C}$, $w = 2,5 \pm 2,9$ м/с); 4, 5 — КТР-300 машины ХТМФ-248 ($t_K = 35^\circ\text{C}$, $w = 2,1$ м/с); 6, 7 — КТР-600 машины ХТМФ-348 ($t_K = 35^\circ\text{C}$; $w = 2,0$ м/с); 8 — кривая гарантированных значений при $w = 2$ м/с ($R_{\text{загр}} = 0$); 9, 10 — КТР-12 машины с поршневым компрессором ($w = 1,9$ м/с); 11 — кожухомеевниковый конденсатор ($w = 1,8$ м/с); 12 — КФ-130 ($w = 1,4$ м/с); 13 — конденсатор холодильной машины с центробежным компрессором ($F = 230$ м²; $w = 2,7$ м/с)

1,4 м/с коэффициент теплопередачи, отнесенный к внутренней поверхности $k_{\text{вн}} = 2 \div 2,1$ кВт/(м²·К), а плотность теплового потока $q_{\text{вн}} = 12 \div 20$ кВт/м².

Коэффициенты теплопередачи фреоновых конденсаторов с медными оребренными трубами, работающих в составе холодильных машин с центробежными компрессорами (по данным Е. З. Бухтер и др.), приведены на рис. 4.30. Как видно из рисунка, коэффициенты теплопередачи таких конденсаторов имеют большие значения и увеличиваются с ростом плотности теплового потока. Это объясняется особенностями конструкции конденсаторов, создающими условия для повышения скорости пара и сдува пленки конденсата с поверхности труб. При скорости воды $w = 2,5$ м/с в этих аппаратах плотность теплового потока $q_{\text{вн}} = 11 \div 17$ кВт/м² при $\theta_m = 4^\circ\text{C}$.

Испытания фреоновых конденсаторов с воздушным охлаждением для малых холодильных агрегатов проведены во ВНИК-Тихолодпроме [31, 69]. Конденсаторы с площадью поверхности от 0,9 до 5,5 м² изготовлены из стальных труб диаметром 12×1 мм с насаженными на них плоскими стальными ребрами, штампованными из ленты толщиной 0,3 мм, шириной 24 мм. Секции конденсаторов оцинкованы горячим способом. Испытания проведены при работе агрегатов на R12 и R22. На рис. 4.31 штриховыми линиями показаны коэффициенты теплопередачи конденсаторов

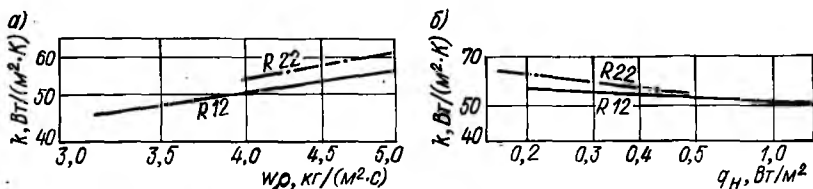


Рис. 4.31. Коэффициенты теплопередачи воздушных конденсаторов малой производительности в зависимости от массовой скорости воздуха (а) и от плотности теплового потока (б)

первых отечественных агрегатов типа ФАК, ИФ и ФГК, испытанных Д. М. Иоффе. Переход к последовательному соединению секций в конденсаторах и совершенствование технологии изготовления обеспечили повышение эффективности теплопередачи конденсаторов. Коэффициент теплопередачи воздушного конденсатора ВК-160, изготовленного из медных труб с плоскими алюминиевыми ребрами, входящего в состав холодильных машин марки ХМ1-20 и 1СР9×2, составил $38 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ при скорости воздуха в живом сечении $w_p \approx 10 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$. Испытания проводились на хладагенте R12.

В последнее время в холодильных машинах малой производительности воздушные конденсаторы изготавливаются не с плоскими стальными, а с гофрированными просечными ребрами из алюминия, насаженными на медные трубки. Наружная теплоотдача и аэродинамическое сопротивление такого типа конденсаторов подробно исследовано в работе [52]. Сопоставление зависимостей для конденсаторов с гофрированными просечными и гладкими ребрами показывает, что эффективность конвективной теплоотдачи у первых выше в 1,6—1,7 раза, а аэродинамическое сопротивление в 1,4—1,5 раза.

Удельная металлоемкость горизонтальных кожухотрубных конденсаторов $m_{F_{\text{вн}}} = M/F_{\text{вн}}$ в аммиачных машинах средней производительности составляет $35\text{—}25 \text{ кг}/\text{м}^2$, а малой производительности $45\text{—}80 \text{ кг}/\text{м}^2$. Для фреоновых оребренных конденсаторов малой производительности $m_{F_{\text{вн}}} = 45\text{—}80 \text{ кг}/\text{м}^2$. Для конденсаторов «Эвако» $m_{F_{\text{вн}}} = 23\text{—}35 \text{ кг}/\text{м}^2$.

В последнее время в СССР и за рубежом конденсаторы с воздушным охлаждением все шире применяются в составе не только малых холодильных машин, но и в машинах крупной производительности. Так, например, такие зарубежные фирмы, как «Шмиц, ГЕА» (Schmitz, GEA, ФРГ), «Грам» (Gram, Дания), «Финкойл» (Finncoil, Финляндия) и др., выпускают воздушные конденсаторы производительностью до 500 кВт для аммиачных холодильных установок. Теплопередающая поверхность аппаратов изготавливается либо из стальных труб со стальными пластинчатыми ребрами (контакт за счет оцинковки поверхности), либо

из стальных труб круглой или овальной формы с алюминиевыми пластинчатыми ребрами (контакт — пайкой, механическим обжатием ребер и т. д.). Диаметр труб 16—25 мм. Использование воздушных конденсаторов обеспечивает снижение расхода воды и сокращение среднегодового расхода электроэнергии на работу холодильной установки.

4.7. ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА КОНДЕНСАТОРНЫХ КОМПЛЕКСОВ

Выбор вида конденсаторного комплекса определяется особенностью объекта, для которого проектируется установка, районом размещения объекта либо особенностью режима его перемещения, степенью автономности объекта, располагаемыми природными ресурсами и их качеством. Так, если объект находится в черте города, а сам конденсаторный комплекс проектируется на площадке вне здания, то оно чаще всего решается в виде конденсатора водяного охлаждения — водоохлаждающее устройство. Само же водоохлаждающее устройство может представлять собой градирню, пруд либо декоративный фонтан. При ограничениях на воду проектируется конденсатор воздушного охлаждения. При выборе вида устройства учитываются также такие факторы, как ограничения по уровню шума, качество воды, стационарность размещения либо тип транспортного объекта (самолет, судно, железнодорожный состав, автомобиль и т. п.).

При учете вышеизложенных ограничений возникают два или три конкурирующих варианта. Окончательный выбор вида осуществляется на основе технико-экономического сопоставления.

Выбор типа конденсатора зависит от многих факторов, таких как общая холодопроизводительность установки, назначение установки и условия ее работы.

Крупные установки комплектуются, как правило, конденсаторами кожухотрубного типа в вертикальном либо горизонтальном исполнении или конкурирующими с ними аппаратами из листового проката. В последнее время в установках средней и крупной производительности используются рассмотренные выше унифицированные конденсаторы воздушного охлаждения. Судовые установки комплектуются (как правило) конденсаторами водяного охлаждения; исключения составляют суда с динамическим поддержанием (на воздушной подушке, на подводных крыльях и т. п.) Наземные и летательные транспортные средства комплектуются установками с аппаратами воздушного охлаждения.

Расчету конденсатора предшествует расчет цикла установки, в котором количество теплоты, отводимое в конденсаторе, всегда больше холодопроизводительности, так как дополнительная теплота подводится к рабочему телу в процессе его сжатия. Если выбран способ отвода теплоты в окружающую среду, то опреде-

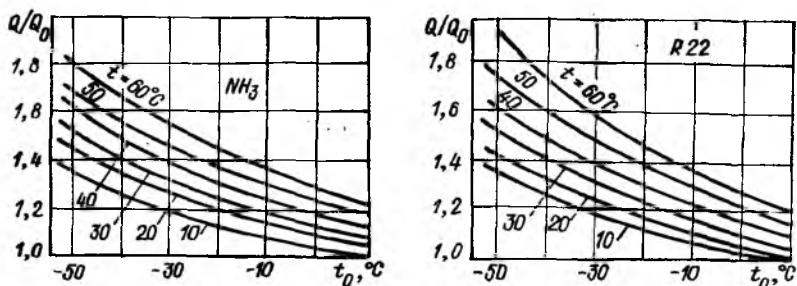


Рис. 4.32. Соотношение тепловой нагрузки конденсатора и холодопроизводительности машины

ление расчетной температуры конденсации осуществляется следующим образом.

Для проточной схемы водоснабжения по средней температуре самого жаркого месяца $t_{\text{ср. мес}}$ определяется температура воды в водозаборе t_{w1} . Нагрев воды в конденсаторе принимают равным $\Delta t_w = (2 \div 5) \text{ К}$ при дешевой воде и $\Delta t_w = (6 \div 10) \text{ К}$ — при дорогой [36]. Температура конденсации $t_k \approx t_{w2} + 3$.

Для системы оборотного водоснабжения с использованием градирни среднюю температуру воздуха наиболее жарких суток следует определять по формуле

$$t_{\text{н. ж}} = t_{\text{ж}} + T,$$

где $t_{\text{ж}}$ — средняя температура воздуха самого жаркого месяца; T — постоянная величина, определяемая СНиП 2.01.01—82.

Влажность наружного воздуха наиболее жаркого месяца $\phi_{\text{н. ж}}$ находится в зависимости от района по i - d -диаграмме, и по значениям $t_{\text{н}}$ и $\phi_{\text{н}}$ определяется температура влажного термометра t_{w1} ; далее рассчитываются значения:

$$t_{w1} = t_{w1} + \Delta t_w [(1/\eta) - 1],$$

где η — коэффициент эффективности градирни, $\eta = (t_{w2} - t_{w1}) / (t_{w2} - t_{w1})$; значения η приведены в работе [36];

$$t_{w2} \approx t_{w1} + 3; \quad t_k \approx t_{w2} + 3.$$

Для системы воздушного охлаждения

$$t_{w1} = t_{\text{н. ж}}; \quad t_{w2} = t_{w1} + (5 \div 6); \quad t_k = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} + 10.$$

Приведенные выше рекомендации сделаны на основе опыта эксплуатации существующего оборудования. При известной температуре конденсации t_k , кипения t_0 и заданной холодопроизводительности Q_0 производительность конденсатора Q может быть оценена по графикам рис. 4.32 либо получена расчетом.

Методика расчета горизонтальных кожухотрубных конденсаторов приводится применительно к машинному либо ручному

счету. В качестве исходных данных принимают: температуру кипения t_0 , холодопроизводительность Q_0 , температуру охлаждающей воды (теплоносителя) t_{w1} , зависимости теплофизических свойств теплоносителя и агента, геометрические характеристики пучка и труб. Дополнительно вводим ориентировочное значение нагрева теплоносителя Δt_w и скорость движения w_w , в первом приближении допустимую потерю давления на стороне теплоносителя $\Delta p_{\max}$ и среднюю температуру теплоносителя $\bar{t}_w$, суммарное термическое сопротивление $\Sigma \delta_i / \lambda_v$.

Порядок построения алгоритма:

определяем ориентировочное значение температуры конденсации

$$t_k = t_{w1} + \Delta t_w + (2 \div 3);$$

из цикла либо из графиков определяем производительность конденсатора Q и расход холодильного агента G (специальная подпрограмма);

определяем требуемый расход воды

$$G_w = Q / (\Delta t_w c_w);$$

по задаваемой скорости воды определяем число труб в ходу

$$n_x = 4G_w / (\rho w_w \pi d_{вн}^2);$$

по уравнению (2.7) или (2.8) рассчитываем коэффициент теплоотдачи от стенки к воде α_w и далее приводим его значение к расчетной поверхности $\alpha_{wпр}$ [см. формулу (3.12)];

в качестве первого приближения рассчитываем значение коэффициента теплоотдачи от пара агента к стенке

$$\alpha_{a1} = 0,725 \sqrt[4]{\frac{\Delta i g \rho \lambda^3}{v d_n (t_k - t_{сг1})}} \psi_p \psi_\sigma \psi_n,$$

где ψ_p , ψ_σ и ψ_n определяются по приведенным в гл. 2 формулам, $\Delta i = r + c_{p.п} (t_n - t_k)$, а $t_{сг1} = (t_k + t_w) / 2$;

решая систему уравнений

$$\left. \begin{aligned} q &= \theta_w / [(1/\alpha_{wпр}) + \Sigma \delta_i / \lambda_i]; \\ q &= \alpha_{a1} \theta_a; \\ \theta_m &= \theta_a + \theta_w, \end{aligned} \right\}$$

находим плотность теплового потока q ;

определяем общую площадь поверхности аппарата

$$F = Q / q$$

и общую длину труб по значению поверхности 1 м длины

$$L = F / F_{п.м},$$

далее длину одной трубы (при общем числе труб n)

$$L_1 = L / n;$$

по заданной компоновке пучка труб определяем скорость пара в узком сечении аппарата w_0 и уточняем значение коэффициента теплоотдачи от стенки к агенту [см. формулы (2.40—2.42)]

$$\alpha_{a2} = 0,43\alpha_{a1} (Pr^*)^{-0,33} (Re^*)^{0,12};$$

полученное значение α_{a2} используем для корректировки расчета; по известной длине одной трубы и числу ходов z проверяем величину гидравлических потерь

$$\Delta p_w = [(\xi L_1/d_{вн}) + (\xi_{вх} + \xi_{вых})] \frac{\rho_w w_w^2}{2} (z - 1) < \Delta p_{w \max}.$$

Как правило, такой расчет повторяют несколько раз, варьируя величины w_w , L_1 и т. п. Сходимость расчета по Δt_w может быть проверена балансовым уравнением:

$$Q = G_a \Delta t = G_w c_{pw} (t_{w2} - t_{w1}) = k F \theta_m,$$

где θ_m определяется по формуле (3.6).

Методика расчета *пластинчатых конденсаторов* приводится применительно к машинному счету. В качестве исходных данных принимаются те же, что и при расчете кожухотрубных аппаратов. Помимо этого, выбрав тип пластины (см. табл. 4.10), определяют ее геометрические характеристики F_1 , $L_{пр}$, $\delta_{ст}$, f_1 , d_j . Для данного типа пластин расчетные уравнения для теплоотдачи и гидравлического сопротивления на стороне воды имеют вид [3, 23]:

$$Nu = c Re^m Pr^n (Pr_w/Pr_{ст})^{0,25};$$

$$\xi = A Re^n.$$

Предполагаемое расчетное значение термического сопротивления со стороны воды $\sum \delta_i/\lambda_i$. Вводим ориентировочные величины: подогрев воды в аппарате Δt_w ($\Delta t_w = 0,5 \div 5^\circ\text{C}$); коэффициент теплоотдачи со стороны воды (с учетом термического сопротивления стенки и загрязнений $\alpha_w = 1000 \div 4000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$; коэффициент общего гидравлического сопротивления единицы относительной длины извилистого щелевого канала $\xi_1 \approx 0,3 \div 5,0$. Как правило, конденсатор выбирается одноходовым с противоточным движением рабочих сред.

Порядок построения алгоритма:

определяем ориентировочное значение средней температуры стенки

$$t_{ст1} = (t_k + t_w)/2;$$

для условия $\Delta p \leq \Delta p_{\max}$ из теплового баланса рассчитываем рациональную среднюю скорость теплоносителя в каналах конденсатора [3]

$$w_w = 2 \sqrt[3]{\frac{\alpha_w (t_{ст1} - t_w) \Delta p_{\max}}{c_p \Delta t_w \rho_w \lambda_1}};$$

вычисляем критерий Рейнольдса потока воды

$$Re = w_w d_o / \nu_w;$$

рассчитываем величину коэффициента гидравлического сопротивления [3]

$$\xi_2 = A / Re^n;$$

полученное значение ξ_2 сравниваем с ξ_1 , при необходимости расчет повторяем;

используя соответствующее критериальное уравнение [3], определяем коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_w = Nu \lambda_w / d_o$$

и условный коэффициент теплоотдачи (с учетом термического сопротивления

$$\alpha_{w1} = 1 / (1/\alpha_w + \sum \delta_i / \lambda_i);$$

рассчитываем коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося холодильного агента [см. формулу (2.43)]

$$\alpha_{a1} = 1,15 \sqrt[4]{\frac{[r + c_{pn}(t_n - t_n)] g \rho \lambda^3}{\nu L_{np}(t_n - t_{ct1})}};$$

находим среднюю плотность теплового потока в аппарате

$$q_{F1} = (t_n - t_w) / (1/\alpha_w + \sum \delta_i / \lambda_i + 1/\alpha_{a1})$$

и рассчитываем площадь поверхности теплообмена

$$F = Q / q_{F1};$$

определяем число пластин в аппарате (см. рис. 4.15)

$$n = F / F_1 + 2;$$

число каналов по холодильному агенту n_a и воде n_w

$$n_a = n_w = n/2,$$

а также площади поперечного сечения каналов по агенту f_a и воде f_w ;

из уравнения теплового баланса рассчитываем действительную величину подогрева воды

$$\Delta t_w = Q / (\rho_w c_{pw} w_w f_w)$$

и сравниваем с первоначально выбранной (при необходимости расчет повторяем);

определяем скорость пара на входе в конденсатор

$$w_a^* = Q / (r p_a^* f_a);$$

находим критерий Рейнольдса по пару

$$Re_a^* = w_a^* L_{no} / \nu_a^*;$$

рассчитываем величину Π , учитывающую влияние скорости пара при конденсации в щелевых каналах на α_a :
 при $1,2 \cdot 10^5 \leq Re_a'' \leq 4,5 \cdot 10^6$ $\Pi_1 = 0,2 (Re_a'')^{0,12} (Pr'')^{-0,33}$;
 при $4,5 \cdot 10^6 \leq Re_a'' \leq 2,5 \cdot 10^7$ $\Pi_2 = 0,246 \cdot 10^{-3} (Re_a'')^{0,55} (Pr'')^{-0,33}$;
 рассчитываем коэффициент теплоотдачи при конденсации движущегося пара в вертикальных щелевых каналах (см. гл. 2)

$$\alpha_{a1} = \alpha_N \Pi,$$

где α_N рассчитывается по формуле (2.43) при $t_k - t_c = 1$ К; используя уравнение теплового баланса

$$q_F = \frac{t_{c\tau 2} - t_w}{1/\alpha_w + \sum \delta_i/\lambda_i} = \alpha_{a1} (t_k - t_{c\tau 2})^{0,75},$$

методом Ньютона определяем действительную температуру стенки со стороны конденсирующегося агента и при условии сходимости $t_{c2} = t_{c1}$ рассчитываем значение коэффициента теплоотдачи

$$\alpha_a = \frac{t_{c\tau 2} - t_w}{(1/\alpha_w + \sum \delta_i/\lambda_i) (t_k - t_{c\tau 2})};$$

определяем коэффициент теплопередачи

$$k = 1/(1/\alpha_a + \sum \delta_i/\lambda_i + 1/\alpha_w);$$

рассчитываем плотность теплового потока

$$q_F = k \theta_m.$$

После этого уточняем величину поверхности аппарата, рассчитываем массовый расход воды

$$G_w = \rho_w w_w F_w n_w;$$

рассчитываем действительный перепад давлений на стороне теплоносителя

$$\Delta p = \xi (L_{np}/d_3) (\rho_w w_w^2/2) \leq \Delta p_{\max}.$$

Методика расчета конденсаторов воздушного охлаждения разработки Гипронефтемаша подробно рассмотрена в монографии [35]. Специфика расчета аппаратов воздушного охлаждения с принудительной подачей воздуха состоит в том, что аэродинамическая характеристика аппарата должна быть согласована с таковой для выбранного типа и номера вентилятора. Номер и число вентиляторов во многом определяют и размеры фронтального сечения аппарата. Расчет начинается с выбора приемлемого значения одного из параметров, например скорости воздуха w_w . Затем:

рассчитываем коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха α_w по уравнению подобия, полученному для данной геометрии поверхности;

рассчитываем эффективность ребра E_p и приведенный коэффициент теплоотдачи [см. формулу (3.12) или (3.13)]

$$\alpha_{пр} = \alpha_n (E_p F_p / F_{оп} + F_{мр} / F_{оп});$$

принимаем глубину аппарата L ;

рассчитываем значение плотности теплового потока q , решая уравнения:

$$q = \alpha_a \theta_a / \beta; \quad q = \alpha_{пр} \theta_a; \quad \theta_m = \theta_a + \theta_b;$$

далее определяем требуемую поверхность аппарата

$$F_{оп} = Q/q;$$

по компактности аппарата ($\omega = F_{оп}/V$) уточняем фронтальное сечение аппарата;

рассчитываем перепад давлений по воздушной среде.

Расчет повторяем несколько раз с целью получения конкурирующих вариантов и выбора из них лучшего.

Одним из показателей аппарата является его эффективность

$$\eta = 1 - \Delta t_L / \Delta t_{вх},$$

где Δt_L — текущая разность температур; $\Delta t_{вх}$ — разность температур на входе в аппарат. Используя известные выражения применительно к конденсатору, можно получить выражение

$$\eta = 1 - e^{-C_1 \frac{L}{G^{\frac{1}{1-n}}}} = 1 - \frac{\Delta t_L}{\Delta t_{вх}},$$

где C_1 — константа.

Отсюда следует, что для данного значения η длина канала пропорциональна величине $G^{\frac{1}{1-n}}$. Значение η не должно быть малой величиной. Окончательное ее значение принимается на основе оптимизационных расчетов с минимизацией величины приведенных затрат.

Рассмотрим одну из методик расчета *испарительного конденсатора*. Выбираем геометрические характеристики поверхности теплообмена (диаметр и шаг труб, размеры и шаг ребер и т. п.). Расчет выполняем для 1 м^2 фронтального сечения поверхности по воздуху. Ниже кратко изложена методика такого расчета на ЭВМ. Входными данными являются: температура конденсации t_n ; энтальпия входящего воздуха $i_{в1}$; массовая скорость воздуха w_p ; плотность орошения Γ_w , кг/(с·м); поверхность теплообменного пучка $F_{п.}$, ($\text{м}^2/\text{м}^2$); объем поддонного $V_{п.п}$ и форсуночного $V_{ф.п}$ пространства, ($\text{м}^3/\text{м}^2$); теплопроводность материала труб $\lambda_{ст}$; термическое сопротивление загрязнений ΣR_a ; диаметр труб d_0 .

Принимая, что выполняется соотношение Льюиса, рассчитываем коэффициенты массообмена, отнесенные к разности влажностей (см. п. 2.7) $\sigma_{F.п.}$, $\sigma_{V.ф.п.}$, $\sigma_{V.п.п.}$ соответственно для

поверхности пучка, объемов форсуночного и подзмеевикового пространства.

Рассчитываем коэффициент теплоотдачи от трубы к пленке воды α_w и от конденсирующегося пара к трубе α_k . Далее рассчитываем коэффициент теплопередачи k_n от агента к наружной поверхности пленки.

Для элемента поверхности dF_n с учетом выражений (2.45), (2.47), (3.5) уравнения теплового баланса принимают вид (см. рис. 4.21):

$$k_n(t_k - t_{wi})dF_n = [\sigma_{F_n}(t_{wi} - i_{wi}) - G_w c_{pw} t_w]dF_n;$$

$$\sigma_F(i_{wi} - i_{ni})dF_n = G_n di_n,$$

где G_w , G_n — расходы воды и воздуха.

Система решается методом подбора значений температуры воды в нижней части пучка; счет останавливается при равенстве температур воды, выходящей из форсуночного пространства, и на входе в пучок (см. рис. 4.19). При этом просчитываются три зоны: под поверхностью теплообмена, межтрубного пространства и верхней до оросительного устройства.

Тепловая нагрузка на конденсатор определяется по формуле

$$Q_k = \frac{G_n(i_{ni} - i_{n1}) + k_n F_k(t_k - i_w)}{2}.$$

Далее рассчитывается плотность теплового потока и по соответствующей формуле новое значение α_k ; при достаточном его совпадении с введенным в начале счета значением α_k счет прекращается. На печать выводятся необходимые величины.

Глава 5

ИСПАРИТЕЛИ

5.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ИСПАРИТЕЛЕЙ

Классификация испарителей может быть различной в зависимости от принципа, положенного в ее основу.

По характеру охлаждаемой среды (по назначению) испарители можно разделить на следующие группы:

- 1) испарители для охлаждения жидких хладоносителей и технологических продуктов;
- 2) испарители для охлаждения воздуха;
- 3) испарители для охлаждения конденсирующегося хладагента в каскадных холодильных машинах (испарители-конденсаторы).

Ко второй группе относятся батареи и воздухоохладители непосредственного охлаждения, рассматриваемые далее, в гл. 6.

В данной главе будут рассмотрены теплообменные аппараты, обозначаемые обычно термином «испарители» и используемые для охлаждения жидких хладоносителей и жидких технологических сред (при включении испарителя в какой-либо технологический процесс), а также испарители-конденсаторы каскадных холодильных машин.

По конструктивному признаку испарители делят на кожухотрубные, кожухозмеевиковые, панельные, пластинчатые.

В зависимости от условий циркуляции охлаждаемой жидкости различаются испарители двух типов:

1) с закрытой системой циркуляции охлаждаемой жидкости, прокачиваемой насосом; к ним относятся испарители кожухотрубные;

2) с открытым уровнем охлаждаемой жидкости, циркуляция которой в испарителе создается мешалкой; к ним относятся испарители панельные.

Это разделение важно с точки зрения эксплуатации аппаратов. Открытая система, особенно в случае рассолов, неблагоприятна из-за сильной коррозии труб и бака. Кроме того, работа с открытой системой хладоносителя требует применения насосов большей мощности вследствие необходимости преодоления дополнительного гидростатического напора.

По характеру заполнения хладагентом испарители делят на затопленные и незатопленные. К последним относятся оросительные и кожухотрубные с кипением в трубах.

Испарители делят также на группы в зависимости от того, *на какой поверхности происходит кипение* хладагента: в межтрубном пространстве (кожухотрубные затопленные, оросительные) или внутри труб и каналов (кожухотрубные с кипением в трубах, пластинчатые, панельные). Последнее разделение методически важно с точки зрения выбора модели для расчета теплоотдачи кипящей жидкости.

По характеру движения хладагента могут быть испарители с естественной и принудительной его циркуляцией. Все известные нам испарители относятся, как правило, к первой из указанных групп. В оросительных и кожухотрубных испарителях с кипением внутри труб, а также в змеевиковых испарителях для подачи хладагента может быть применена насосная система.

5.2. КОЖУХОТРУБНЫЕ ИСПАРИТЕЛИ ЗАТОПЛЕННОГО ТИПА

Затопленные кожухотрубные испарители в настоящее время являются наиболее распространенным типом в холодильных установках средней и крупной производительности как в СССР, так и за рубежом. В этих аппаратах хладагент кипит на наружной поверхности труб (гладких или оребренных), хладоноситель проходит внутри труб.

Кожухотрубные испарители обладают некоторыми преимуществами по сравнению с аппаратами других типов и, в частности,

панельными. К ним относятся: закрытая система циркуляции хладоносителя, обеспечивающая меньшую его аэрацию и вследствие этого меньшую коррозию оборудования; большая компактность; относительно высокая тепловая эффективность и др. Серьезным недостатком кожухотрубных испарителей является опасность замерзания в трубах хладоносителя при прекращении его циркуляции.

Отечественная промышленность выпускает аммиачные затопленные кожухотрубные испарители типа ИТГ с площадью внутренней теплопередающей поверхности от 40 до 800 м² и холодопроизводительностью от 100 до 2000 кВт (см. табл. 5.1) и фреоновые типа ИТР с площадью поверхности от 12 до 400 м² при $Q_0 = 50 \div 1600$ кВт (см. табл. 5.2). Последние выпускаются как в виде отдельных аппаратов, так и в агрегатированном исполнении (до 9000 кВт). В США кожухотрубные испарители затопленного типа выпускаются с холодопроизводительностью от 175 до 1750 кВт (аммиачные) и от 90 до 10 000 кВт (фреоновые).

Кожухотрубный испаритель представляет собой цилиндрический горизонтально расположенный барабан (кожух, обечайка) с плоскими днищами-решетками, в которых развальцованы или вварены трубы, причем трубы могут быть прямыми, U-образными или свернутыми в змеевик. Хладоноситель (рассол) поступает в трубы испарителя через крышки, привернутые на прокладках к фланцам трубных решеток и присоединенные с помощью патрубков к внешней сети хладоносителя.

Для удобства выполнения ревизии и очистки внутренней поверхности труб без демонтажа рассольных линий иногда выполняют кожухотрубные испарители с рассольными камерами, имеющими патрубки и отдельные съемные крышки. Рассольные камеры расположены с одной или двух сторон аппарата (в зависимости от числа ходов). В отечественных испарителях принято четное число ходов, что обеспечивает расположение рассольных патрубков на одной стороне аппарата. Число ходов по хладоносителю обычно лежит в пределах от 4 до 12 и выбирается таким, чтобы обеспечить достаточно высокую его скорость. Хладоноситель обычно подводится к нижнему штуцеру и отводится от верхнего.

Парожидкостная смесь от регулирующего вентиля подводится в испаритель снизу в межтрубное пространство. Для аппаратов с большой площадью поверхности подвод парожидкостной смеси осуществляется от общего коллектора в нескольких точках по длине испарителя. В верхней части испарителя предусмотрено свободное от труб пространство, которое служит сухопарником. В крупных аппаратах для обеспечения равномерного омывания поверхности потоком отвод пара производится с помощью нескольких патрубков, объединенных общим коллектором.

Важным конструктивным параметром кожухотрубных испарителей является отношение длины обечайки аппарата к его диа-

метру L/D . Увеличение отношения L/D снижает массу аппарата из-за меньшей относительной величины массы крышек и фланцев, позволяет уменьшить число ходов при одинаковых подогревах хладоносителя, уменьшает сопротивление проходу хладоносителя и упрощает конструкцию аппарата.

Аммиачные испарители. Характеристики аммиачных кожухотрубных испарителей средней производительности, выпускаемых отечественной промышленностью, приведены в табл. 5.1. Эти же аппараты могут быть использованы для пропановых установок.

Общий вид аммиачного кожухотрубного испарителя, выпускаемого отечественной промышленностью, приведен на рис. 5.1. В аппаратах этого типа использованы трубы бесшовные гладкие стальные (Ст2 и Ст3). Наружный диаметр и толщина стенки труб составляют $25 \times 2,5$ мм (для аппаратов средней производительности с площадью поверхности до 400 м^2) и 38×3 мм (для аппаратов с площадью поверхности более 400 м^2). В аппаратах зарубежных фирм используются стальные трубы с меньшей толщиной стенки ($\delta = 2$ мм).

Пучок труб шахматный гексагональный. Перемычки между трубами составляют 7 мм (вместо прежних 9 мм) в отечественных и 6—7 мм — в аппаратах передовых зарубежных фирм (США, Англия). Применение пучка с меньшими значениями шага обеспечивает большую компактность аппаратов, меньшую массу, а также меньшую зарядку испарителя хладагентом.

Обечайка испарителя изготовлена либо из стальных электросварных труб, либо свальцована и сварена из листовой стали. Крышки аппарата — чугунные литые. Численные значения отношения L/D кожуха в аппаратах отечественных и передовых зарубежных фирм («Сабро» (*Sabro*), «Зиро» (*ZIRO*)) примерно одинаковы и составляют 5—8.

Трубные решетки являются одной из наиболее ответственных деталей кожухотрубного аппарата. Они изготовлены из углеродистой или легированной стали, толщина их рассчитывается из условий прочности (см. гл. 8). Крепление труб в решетке осуществляется, как правило, за счет развальцовки концов труб. В местах примыкания перегородок крышек к трубной решетке осуществляют цековку заподлицо выступающих торцов развальцованных труб (при развальцовке труб с выступом за наружную плоскость решеток на 1—2 мм). Минимальное расстояние между крайними трубами пучка и внутренней поверхностью обечайки составляет 15—20 мм. Поступающее в испаритель масло периодически удаляется через маслоотстойник, расположенный в нижней части аппарата.

Автоматическое питание аммиачных кожухотрубных испарителей осуществляется, как правило, с помощью поплавковых регулирующих вентилей низкого или высокого давления либо с помощью реле уровня ПРУ-5. Статический уровень жидкого аммиака в испарителе должен поддерживаться на высоте, при-

Таблица 5.1

Испарители кожухотрубные аммиачные

Завод-изготовитель	Марка	Площадь поворачивания F и $F_{\text{вн}}$, м ²	Габаритные размеры			Число труб	Длина труб, мм	Число ходов	Размеры кожуха $D_{\text{вн}} \times \text{обст}$, мм	Диаметр условного прохода штуцера			Масса, кг	Старая марка испарителя
			Длина	Ширина	Высота					Вход и выход	по хладодонатору	Выход		
Снежинский завод химического машиностроения	50ИТГ	51/40,6	3580	1075	1590	216	3000	8	600×8	100	20	80	1 665	ИКТ-40
	63ИТГ	67,9/54,2	4580	1075	1590	216	4000	8	600×8	100	20	80	2 013	ИКТ-50
	80ИТГ	85/68	5580	1075	1590	216	5000	8	600×8	125	20	80	2 464	ИКТ-65
	125ИТГ	121/97	4670	1310	1950	386	4000	8	800×8	150	25	125	3 606	ИКТ-90
	160ИТГ	152/121	5670	1310	1950	386	5000	8	800×8	150	25	125	4 329	ИКТ-110
	200ИТГ	194/155	4800	1493	2270	616	4000	8	1000×10	200	32	150	5 656	ИКТ-140
	250ИТГ	242/194	5800	1493	2270	616	5000	8	1000×10	200	32	150	6 316	ИКТ-180
Им. 50-летия Великой Октябрьской соц. рев., г. Коростень	ИНГ315	300/240	6820	1310	2270	636	6000	4	1000×8	250	40	200	7 860	ИКТ-250
	ИНГ400	381,5/305	6890	1590	2490	810	6000	4	1200×10	250	40	200	10 180	ИКТ-300
Снежинский завод	500ИТГ	594/500	7355	2715	2955	827	6010	2, 4, 8	1600×16	300	80	250	23 800	ИТГ-500
	630ИТГ	759/650	7340	2985	3200	1059	6010	2, 4, 8	1800×20	400	80	300	29 760	ИТГ-630
	800ИТГ	1010/850	9345	2985	3200	1059	8010	2, 4, 8, 10	1800×20	400	80	300	37 620	ИТГ-800

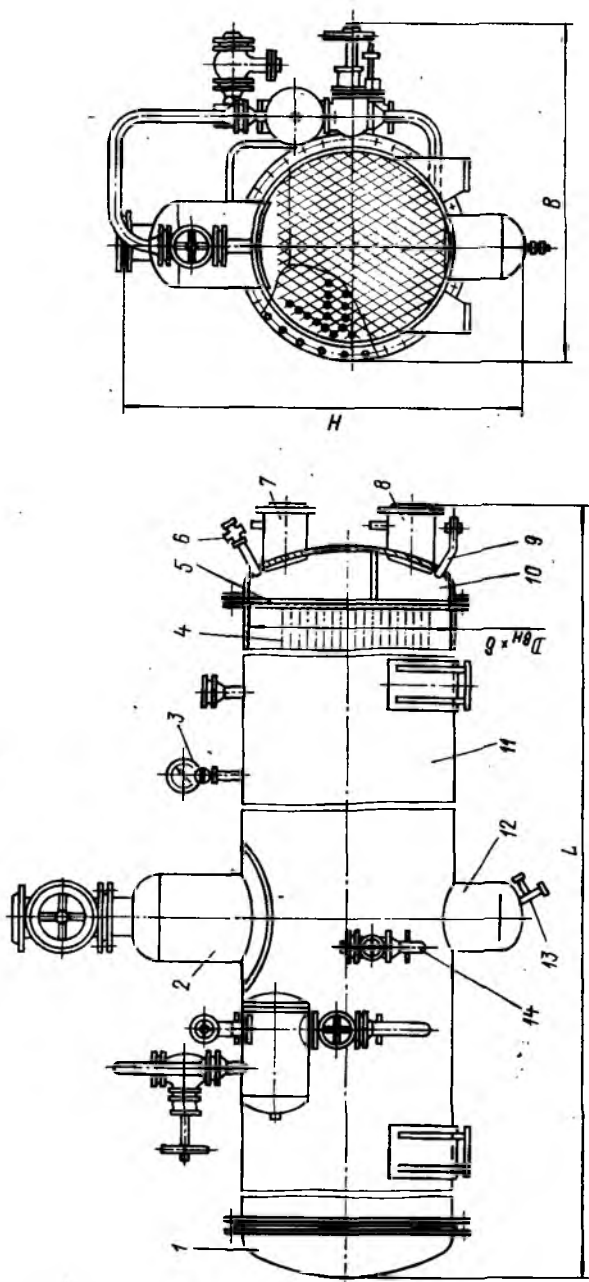


Рис. 5.1. Амниотный кожухотрубный испаритель затопленного типа:

1, 10 — крышки; 2 — сухопарник; 3 — манометр; 4 — труба; 5 — грубая решетка; 6 — вентиль для спуска воздуха; 7, 8 — штуцера для входа и выхода рассола; 9 — слив рассола; 11 — корпус; 12 — маслоотстойник; 13 — кран для спуска масла; 14 — патрубок для входа жидкого аммиака

Таблица 5.2.

**Испарители кожухотрубные горизонтальные
фреоновые затопленного типа**

Марка	Холодильный агент	Площадь передающей поверхности, $F_{\text{н}}/F_{\text{вн}}, \text{ м}^2$	Диаметр кожуха, мм	Длина кожуха, мм	Число труб
ИТР-12	R12	12/3,7	325	1415	70
ИТР-18	R12	18/5,3	325	1665	84
ИТР-35	R12	35/10,6	426	1940	145
ИТР-50	R12	50/15,5	525	1985	207
ИТР-70	R12	70/21,0	530	2240	249
ИТР-105	R12	100/33,0	600	3700	237
ИТР-210	R12	209/68,0	800	3730	484
ИТР-400	R12	390/134,0	1200	3870	920
ИТР-65	R22	65/19,0	500	2435	210
ИТРН-80	R22	77/25,0	600	3100	218
ИТР-35Н	R22	35/13,0	500	3000	123

Марка	Число горизонтальных рядов труб	Диаметр условного прохода штуцера, мм			Масса, кг
		по агенту		по хладоносителю (вход и выход)	
		Вход	Выход		
ИТР-12	9	25	50	50	300
ИТР-18	11	32	50	50	360
ИТР-35	14	40	70	80	575
ИТР-50	14	50	80	80	870
ИТР-70	18	50	80	100	1250
ИТР-105	16	50	100	125	1650
ИТР-210	23	50	125	150	2988
ИТР-400	28	65	125	200	6068
ИТР-65	16	32	100	80	1035
ИТРН-80	13	40	200	125	1400
ИТР-35Н	10	25	125	80	900

мерно равной $0,8D$. При автоматическом питании испарителя с помощью терморегулирующих вентилей перегрев пара на выходе из аппарата должен составлять не более $1,5^\circ\text{C}$, при этом обеспечивается достаточное заполнение испарителя в диапазоне плотностей теплового потока от 2 до $4,5 \text{ кВт/м}^2$ и сухой ход компрессора.

Фреоновые испарители. Основные характеристики затопленных фреоновых кожухотрубных испарителей, выпускаемых отечественной промышленностью, приведены в табл. 5.2. Общий вид фреонового кожухотрубного испарителя затопленного типа показан на рис. 5.2.

При малых температурных напорах, с которыми обычно работают испарители холодильных машин, коэффициенты теплоотдачи кипящих фреонов (особенно R12) оказываются, как пра-

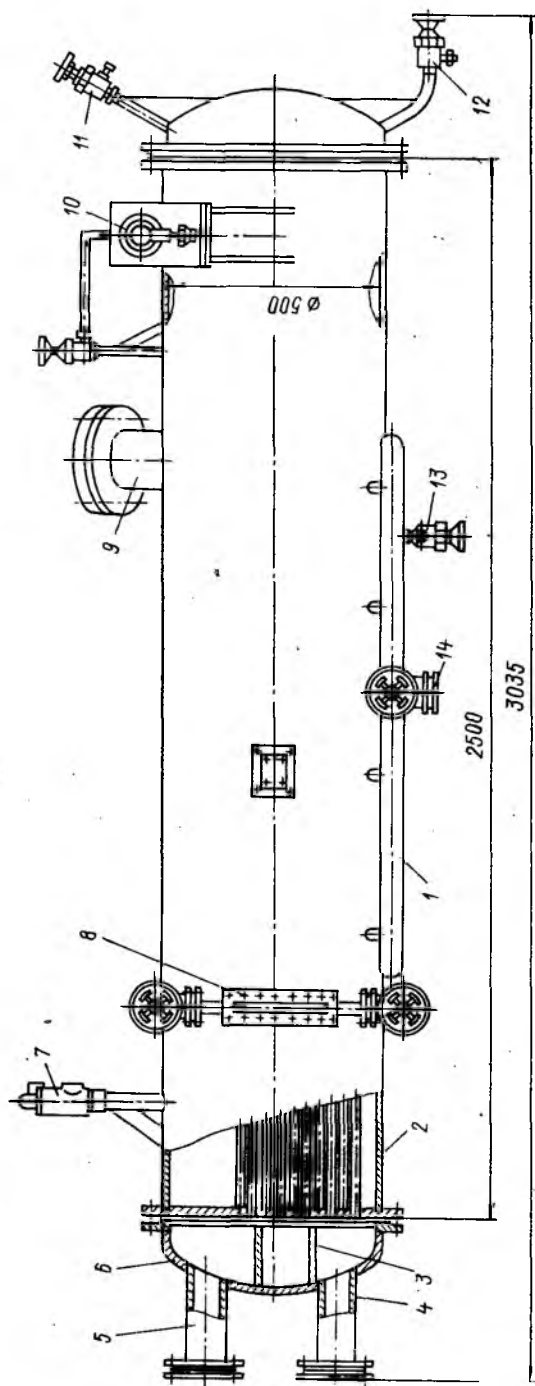


Рис. 5.2. Фреоновый кожухотрубный испаритель заполненного типа:

1 — жидкостной коллектор; 2 — обечайка; 3 — перегородки; 4, 5 — штуцера для входа и выхода рассола; 6 — крышка; 7 — предохранительный клапан; 8 — указатель уровня; 9, 14 — штуцера для выхода и входа хладагента; 10 — манометр; 11 — кран для спуска воздуха; 12 — кран для спуска рассола; 13 — вентиль для спуска масла

вило, ниже коэффициентов теплоотдачи на стороне хладоносителя. В этом случае тепловое сопротивление на стороне кипящего фреона снижают за счет оребрения теплопередающей поверхности. В отечественных фреоновых кожухотрубных испарителях используются медные трубы с накатными наружными ребрами, размеры которых показаны на рис. 4.11, б. Коэффициент оребрения труб $\beta \approx 3,4$. В аппаратах зарубежных фирм применяются трубы примерно той же геометрии. Перспективным представляется применение стальных труб с накатными ребрами, а также поверхностей, имеющих специальное покрытие. Для R22 в условиях кондиционирования воздуха может оказаться целесообразным применение гладких стальных труб, так как теплоотдача кипящего R22 при одинаковых t_0 на 20—30 % выше, чем R12.

Трубы в пучке расположены по вершинам равносоставленного треугольника, перемычки между трубами в испарителях средней производительности составляют 5 мм. В аппаратах зарубежных фирм иногда применяют более плотные трубные пучки с перемычками 4—4,7 мм. Концы труб развальцованы в трубных решетках. Минимальное расстояние между крайними трубами пучка и внутренней поверхностью обечайки составляет 8 мм. Отношение длины обечайки к ее диаметру в отечественных аппаратах обычно равно от 3,5 до 6. Большинство зарубежных фирм принимает отношение $L/D = 6 \div 10$, что позволяет несколько снизить массу металла в аппарате.

В испарителях, используемых при температурах кипения выше -40°C , основные детали (обечайка, крышки, трубные решетки, фланцы) изготовлены из стали марки ВСтЗсп4 (5) по ГОСТ 380—71*. В испарителях ИТР-35Н и ИТРН-80, используемых в двухступенчатых холодильных установках с температурами кипения до -80°C , указанные выше детали аппарата изготовлены из стали марки 12Х18Н9Т (подробнее о материалах см. гл. 8).

Из-за более высокой стоимости медных накатных труб по сравнению со стальными гладкими при проектировании фреоновых испарителей целесообразно выбирать большие температурные напоры, чем в аммиачных.

Уровень заполнения межтрубного пространства жидкостью во фреоновых испарителях ниже, чем в аммиачных, так как при кипении фреонов происходит вспенивание жидкости из-за наличия в ней растворенного масла. Величина оптимального уровня зависит от плотности теплового потока или среднего температурного напора в аппарате (при $\theta = 7\text{ K}$ высота уровня равна около 0,6 диаметра кожуха).

В условиях резко переменных нагрузок фреоновых испарителей автоматическое питание их по уровню нежелательно: недозаполнение испарителя приводит к резкому снижению производительности аппарата. Для оптимальных условий работы испарителя необходимо, чтобы выходящий пар имел степень сухости

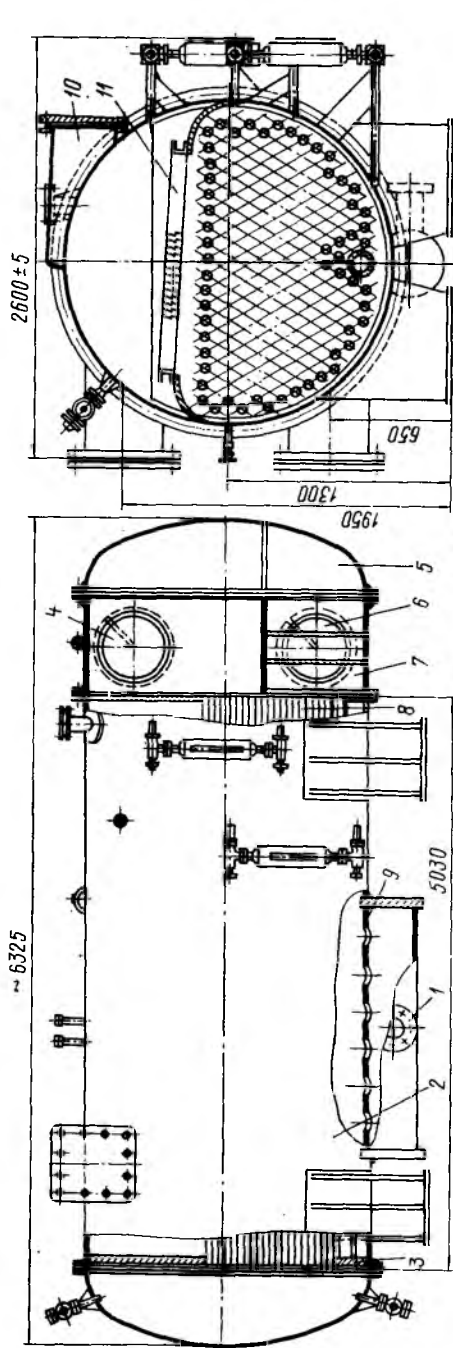


Рис. 5.3. Фреоновый кожухотрубный испаритель затопленного типа для турбокомпрессорного агрегата: 1 — жидкостной коллектор; 2 — обечайка; 3 — трубая решетка; 4, 6 — штуцера для входа и выхода рассола; 5 — крышка; 7 — рассольная камера; 8 — трубы; 9 — распределитель парожидкостной смеси; 10 — выход пара; 11 — сепаратор

$x = 0,98 \div 1,0$, в крайнем случае — перегрев не более 1 К.

Отсасывание из испарителя влажного пара с последующим осушением его в регенеративном теплообменнике обеспечивает частичный отвод масла из аппарата, что весьма целесообразно при сильно меняющейся тепловой нагрузке испарителя. Иногда для удаления масла из испарителя, работающего на R22, некоторое количество маслофреоновой смеси из зоны максимальной концентрации масла отводят под давлением веса столба жидкости и направляют в регенеративный теплообменник, из которого масло с потоком пара уносится во всасывающую линию. На пути отводимой из испарителя маслофреоновой смеси устанавливают термоэжекционный и соленоидный вентили. Датчик термоэжекционного вентиля размещен на выходе из регенеративного теплообменника.

На рис. 5.3 представлен испаритель турбокомпрессорной машины, выпускаемый отечественной промышленностью.

Теплопередающая поверхность этих аппаратов образована медными оребренными

трубами, собранными в плотный шахматный пучок с перемычками между трубами 4 мм. Трубами занята примерно половина трубной решетки, свободная часть кожуха используется для осушения и перегрева пара. Для обеспечения необходимой величины перегрева пара на всасывании в компрессор в отечественных аппаратах осуществляют подачу хладоносителя в верхний патрубок: при этом в зоне перегрева пара создаются максимальные температурные напоры θ . Чтобы уменьшить унос капель жидкости вместе с паром, над пучком труб расположены сепараторы. На дне аппарата имеется специальный распределитель, который обеспечивает равномерный подвод парожидкостной смеси по всей длине аппарата, что способствует турбулизации потока и улучшению процесса теплопередачи в аппарате.

При конструировании испарителей, а также при их эксплуатации необходимо учитывать влияние гидростатического столба жидкости на температуру кипения. Оценить теоретически истинное значение этого влияния трудно, поэтому на практике пользуются приближенными расчетами. Если условно считать, что парожидкостная смесь в испарителе имеет плотность некипящей жидкости, то по величине последнего и высоте уровня жидкости от нижней точки испарителя с помощью таблиц насыщенных паров нетрудно определить температуру кипения в нижней зоне. При кипении плотность парожидкостной смеси снижается и влияние гидростатического столба на температуру кипения уменьшается. Влияние гидростатического давления жидкости делается особенно заметным, когда абсолютное давление в испарителе мало.

5.3. КОЖУХОТРУБНЫЕ ОРОСИТЕЛЬНЫЕ ИСПАРИТЕЛИ

В кожухотрубных оросительных испарителях рассол, как и в затопленных, проходит внутри труб, а холодильный агент стекает по поверхности труб в виде тонкой пленки.

Кожухотрубные оросительные испарители лишены некоторых существенных недостатков испарителей затопленных: они не требуют большого количества хладагента для заполнения, гидростатический столб жидкости в них мал и практически не влияет на работу аппарата. По интенсивности теплопередачи эти аппараты несколько превосходят затопленные за счет более высокого коэффициента теплоотдачи α_n (со стороны хладагента). Коэффициент теплопередачи этих аппаратов при рабочих нагрузках почти не зависит от плотности теплового потока и при постоянной скорости рассола определяется в основном кратностью циркуляции орошающей жидкости. В случае, если часть теплопередающей поверхности аппарата не смочена жидкостью, интенсивность теплопередачи существенно снижается. Поэтому вопросу равномерного орошения поверхности труб в конструкции аппаратов уделяется большое внимание.

В настоящее время отечественная промышленность не выпускает оросительных испарителей. Некоторые зарубежные фирмы

изготавливают и используют эти аппараты для поршневых и турбокомпрессорных машин. Выпускаемые в США аппараты этого типа работают на фреонах R11, R12, R113 и R114. Отсутствие свободного уровня жидкого хладагента в работающем оросительном испарителе делает целесообразным использование его в судовых холодильных установках.

5.4. КОЖУХОТРУБНЫЕ ИСПАРИТЕЛИ С КИПЕНИЕМ ХЛАДАГЕНТА ВНУТРИ ТРУБ

В испарителях этого типа, как следует из их названия, хладагент кипит внутри труб, а хладоноситель движется в межтрубном пространстве. За счет установленных в обечайке перегородок обеспечивается относительно высокая скорость поперечного обтекания пучка труб хладоносителем. Эти аппараты могут иметь два конструктивных исполнения: 1) с U-образными трубами, закрепленными в одной трубной решетке; при этом исключается термическое напряжение в трубах; 2) с прямыми трубами, закрепленными с обеих сторон в трубных решетках. Трубы могут быть гладкими и оребренными (снаружи и изнутри). В отечественной литературе испарители первого типа иногда называют кожухомеевиковыми. Отсутствие хладоносителя в трубах обеспечивает возможность использования кожухотрубных испарителей с внутритрубным кипением для получения низких конечных температур хладоносителя, не опасаясь его замерзания и возможного разрыва труб. Это особенно важно при охлаждении воды, поэтому испарители с кипением хладагента внутри труб нашли широкое применение в водоохлаждающих агрегатах.

Большим достоинством этих испарителей, особенно в случае применения внутриребренных труб, является малая емкость по хладагенту (меньшая в несколько раз по сравнению с кожухотрубными затопленными испарителями). Вместе с тем малая емкость и связанная с ней малая инерционность аппарата на стороне хладагента усложняют регулирование питания испарителя. Вопрос этот чрезвычайно важен для обеспечения эффективной работы аппаратов. При недостаточном заполнении испарителя, когда выходящий пар значительно перегрет относительно температуры кипения, средние по поверхности коэффициенты теплоотдачи на стороне пара резко снижаются. Поэтому заполнение испарителя должно быть таким, чтобы обеспечить выход пара с $x = 0,9 \div 1,0$: дальнейший перегрев пара необходимо осуществлять в регенеративном теплообменнике.

На рис. 5.4 и 5.5 приведены разработанные ВНИИхолодмашем конструкции кожухотрубных испарителей с кипением холодильного агента внутри труб, прямых и U-образных. Основные размеры аппаратов с прямыми трубами приведены в табл. 5.3. Теплопередающая поверхность этих испарителей выполнена из медных труб наружным диаметром 20 мм и толщиной стенки 1,5 мм с вну-

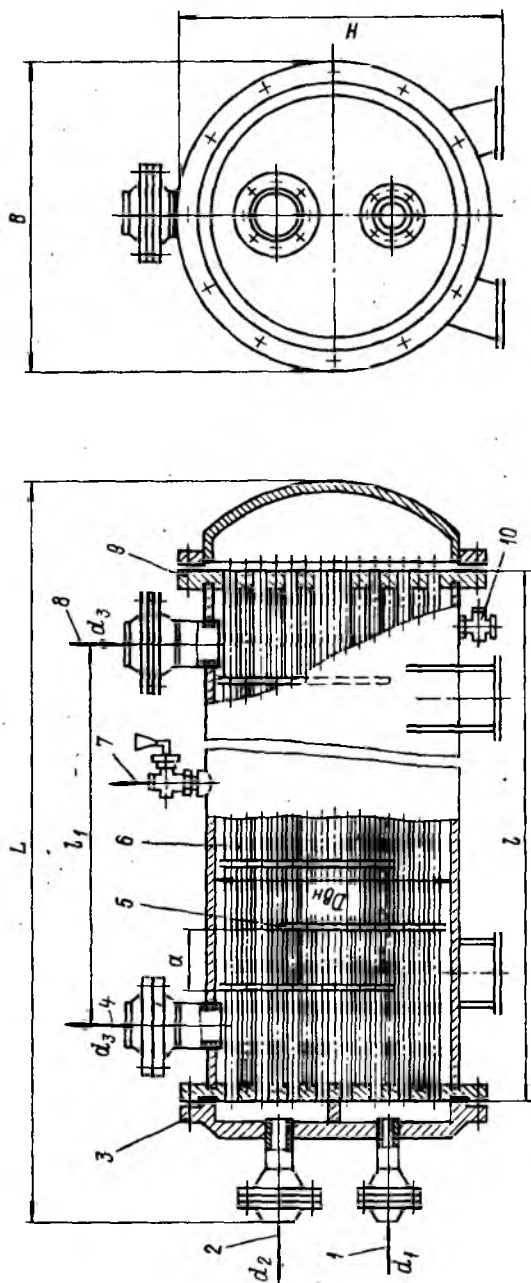


Рис. 5.4. Кожухотрубный испаритель с внутритрубным кипением хладагента в прямых трубах:

1, 2 — вход и выход хладагента; 3 — крышка; 4, 8 — вход и выход рассола; 5 — поперечные перегородки для рассола; 6 — теплообменные трубы; 7 — край для спуска воздуха; 9 — трубая доска; 10 — вентиль для слива рассола

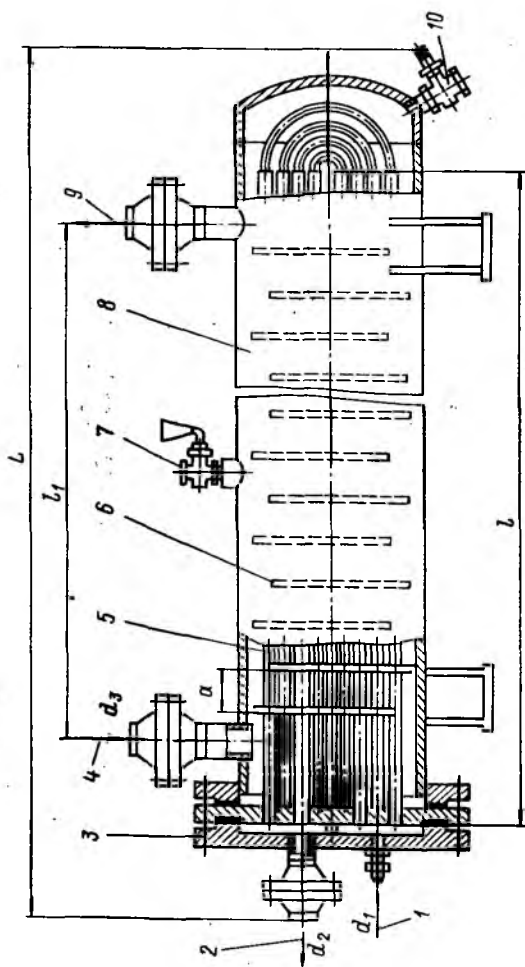


Рис. 5.5. Кожухотрубный испаритель с внутритрубным кипением хладагента в U-образных трубах:

1, 2 — вход и выход хладагента; 3 — крышка; 4, 9 — вход и выход рассола; 5 — теплообменные трубы; 6 — поперечные перегородки для рассола; 7 — кран для спуска воздуха; 8 — обечайка; 9 — обечайка; 10 — вентиль для слива рассола

тренным оребрением в виде звездобразной вставки, образующей 10 каналов для хладагента. Коэффициент оребрения $\beta = 2,52$ (рис. 5.6, а).

Трубы в аппарате имеют гексагональное расположение с шагом 22 мм. Обечайка аппарата, распределительная камера, торцевые крышки стальные (ВСтЗсп), трубные решетки выполнены из стали ВСт5сп. Эти испарители предназначены для работы в интервале температур кипения $-30 < t_0 < 5^\circ\text{C}$ с хладагентами R22, R12 и R502. В качестве хладоносителей могут быть использованы: вода, водные растворы хлористого кальция (при $\text{pH} = 6,5 \div 9,5$), этиленгликоль и другие низкотемпературные жидкости, не вызывающие коррозии системы на стороне хладоносителя. В межтрубном пространстве аппаратов установлено несколько перегородок, обеспечивающих скорость хладоносителя $w_s = 0,3 \div 0,8$ м/с. Рекомендуемый температурный напор $\theta_m = 6 \div 10^\circ\text{C}$.

Кожухотрубные испарители с кипением хладоносителя внутри труб широко распространены за рубежом. В США аппараты этого типа выпускаются производительностью от 15 до 1500 кВт для работы с хладагентами: аммиак, R12, R22, R500 и R502.

Таблица 5.3

Испарители кожухотрубные с внутреннеоребренными трубами

Завод-изготовитель	Марка	Площадь поверхности $F_{\text{нар}}/F_{\text{вн}}$, м^2	Размеры кожуха $D_{\text{вн}} \times \delta$, мм	Число труб	Длина труб, мм	Габаритные размеры, мм				Диаметр условного прохода штуцера, мм			Масса, кг
						Дли-на	Ши-рина	Вы-сота	по воде (вход и выход)	по хладагенту			
										Вход	Выход		
Коростень-ский	ИТ20	24,8/59,5	377×10	128	3000	3600	1075	744	100	40	100	1080	
	ИТ30	32,4/76,5	426×10	174	3000	3620	1100	806	100	40	100	1293	
	ИТ65	70,0/176	600×6	375	3000	3770	1265	1030	150	50	125	2251	
	ИТ100	136/362	700×8	732	3000	3866	1276	1370	200	50	125	3310	
Черкесский холодиль-ного маши-ностроения	И24	9,5/24	325×8	72	2000	2290	520	500	50	—	—	430	
	И30	12/30,1	325×8	110	2000	2295	520	500	80	—	—	520	
	И40	16/40,2	325×8	120	2000	2325	550	538	80	40	65	535	
	И50	20/49,5	377×8	120	2500	2825	550	538	80	40	65	620	

Техническая характеристика испарителей фирмы «Бон»

Марка	Наружный диаметр обечайки, мм	Число труб	Диаметр трубы, мм	Число смежных	Число колен	Площадь наружной поверхности верхних и нижних, F , m^2	Холодопроизводительность, Q_0 , кВт	Плотность теплового потока, q , кВт/ m^2	Расход хладагента, л/с	Падение давления хладагента, кПа	Зарядка хладагента, кг	Масса, кг
ДХМА-504	140	31	1220	1	6	1,82	22,15	12,17	0,946	52,7	2,27	90,8
ДХМА-604	168	55	1220	1	6	3,16	42,90	13,57	1,848	68,9	4,00	115,8
ДХМА-606	168	55	1830	1	4	4,83	60,12	12,45	2,586	35,8	5,81	154,4
ДХМА-805	219	92	1525	1	4	6,69	81,57	12,19	3,507	21,8	8,31	206,6
ДХМА-806	219	92	1830	1	4	8,08	104,07	12,88	4,485	38,7	9,81	236,1
ДХМА-807	219	92	2135	1	4	9,57	120,25	12,56	5,173	37,3	10,85	267,9
ДХМА-1006	273	138	1830	2	4	11,90	137,83	11,58	5,930	23,2	15,25	354,1
ДХМА-1075	273	138	2288	2	2	15,05	186,00	12,36	8,030	46,4	18,74	422,2
ДХМА-1009	273	138	2745	2	2	18,21	223,62	12,28	9,626	45,7	22,29	490,3
ДХМА-1010	273	138	3050	2	2	20,35	242,95	11,94	10,46	35,2	26,38	549,3
ДХМА-1275	324	208	2288	2	2	23,13	293,23	12,68	12,62	61,2	28,24	581,1
ДХМА-1210	324	208	3050	2	2	31,03	385,70	12,43	16,61	54,8	35,87	737,8
ДХМА-1410	356	248	3050	2	2	36,42	433,87	11,91	18,68	45,0	44,40	883,0
ДХМА-1610	406	334	3050	2	2	49,90	541,11	10,84	23,31	45,0	58,38	1144,0
ДХМА-1810	457	424	3050	2	2	63,00	668,39	10,61	28,76	54,8	74,18	1460,0
ДХМА-2010	508	546	3050	2	2	81,10	846,70	10,44	36,45	48,5	95,38	1784,0
ДХМА-2212	559	672	3660	2	2	120,77	1268,10	10,50	—	—	—	2433,0
ДХМА-2413	610	800	3965	2	2	156,00	1638,00	10,50	—	—	—	2987,0

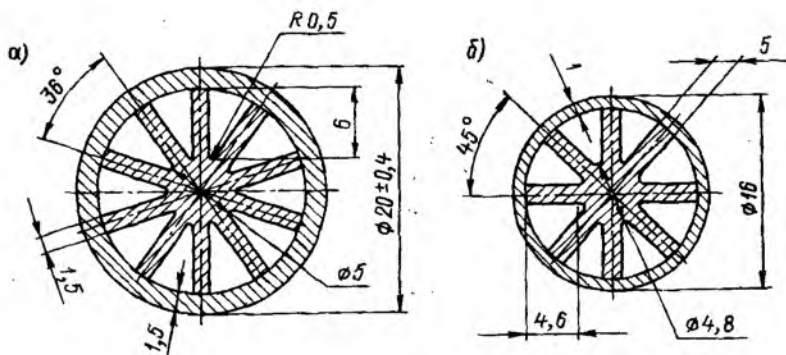


Рис. 5.3. Виды труб с внутренним оребрением: а — десятиканальная диаметром 20; б — восьмиканальная диаметром 16:

Рисунок	Живое сечение, мм ²	$F_{\text{шт}}$, м ² /м	$\beta = F_{\text{шт}}/F_{\text{н}}$	d_3 , мм	Масса, кг/м
а	129,2	0,158	2,52	2,98	1,031
б	86,1	0,111	2,21	3,1	0,597

В табл. 5.4 приведены технические характеристики кожухотрубных испарителей известной фирмы «Бон» (Bohn, США). Теплопередающая поверхность в этих испарителях выполнена из медных труб диаметром 15,9×0,625 мм. В трубы вставлены алюминиевые пятилучевые вставки, закрученные винтом с шагом 600 мм. Площадь испарителей по гладкой наружной поверхности труб составляет от 1,82 до 156 м². Указанная в таблице холодопроизводительность подсчитана при среднем температурном напоре $\theta_m = 7,4$ К. Расчетный коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности труб, равен 1,4—1,8 кВт/(м²·К) при кипении в трубах R22 или R502. Испарители с диаметром обечайки 273 мм и выше имеют по два независимых змеевика с отдельными жидкостными и паровыми патрубками. Испарители меньших размеров имеют по одному змеевику. В каждом змеевике хладагент совершает от двух до шести ходов в соответствии с перегородками в крышках. Хладоноситель протекает в межтрубном пространстве поперек труб с помощью перегородок, отстоящих друг от друга на расстоянии, равном 15—40 % от диаметра обечайки. Кроме испарителей ДХМА фирма выпускает испарители типа ДХМВ с гладкими стальными трубами диаметром 15,9×0,9 мм без внутреннего оребрения для охлаждения коррозионно-активных сред.

5.5. ПАНЕЛЬНЫЕ ИСПАРИТЕЛИ

Основные технические характеристики отечественных панельных испарителей приведены в табл. 5.5.

Панельный испаритель (рис. 5.7) представляет собой заполненный хладоносителем прямоугольный металлический или железобетонный корпус.

Таблица 5.5

Панельные аммиачные испарители открытого типа

Марка	Площадь поверхно- сти, м²	Габаритные размеры бака, мм			Число секций
		L	B	H	
40ИП	40	3470	735	1050	8/5
60ИП	60	3670	1060	1050	12/5
90ИП	90	3670	1045	1050	18/5
120ИП	120	6100	1115	1200	12/10
180ИП	180	6100	1625	1200	18/10
240ИП	240	6100	2135	1200	24/10
320ИП	320	6100	2815	1200	32/10

Марка	Диаметр условного прохода штуцера, мм			Емкость по аммиаку, м³	Масса, кг
	по аммиаку		по хладо- носителю (выход)		
	Вход	Выход			
40ИП	20	65	100	0,223	1500
60ИП	20	100	100	0,332	2180
90ИП	20	100	150	0,497	3000
120ИП	40	150	200	0,501	4000
180ИП	40	150	250	0,744	5530
240ИП	40	200	250	1,008	7130
320ИП	40	200	300	1,340	9440

Примечание. В знаменателе дроби приведена площадь поверхности одной секции.

бетонный бак, в который помещены испарительные секции панельного типа и создающая циркуляцию хладоносителя мешалка. Каждая секция состоит из двух горизонтальных коллекторов диаметрами 32×3,5 и 57×3,5 мм и двух вертикальных стояков диаметром 25×2,5 мм, образующих прямоугольную раму с вваренными в нее штампованными сварными панелями. Кипение холодильного агента происходит в нижнем коллекторе и вертикальных каналах панелей. Перемычки между каналами также участвуют в теплообмене, выполняя роль ребра; наружная поверхность панелей омывается хладоносителем.

По интенсивности внутренней циркуляции эти аппараты несколько уступают вертикально-трубным, которые ранее выпускались нашими заводами; по-видимому, это связано с отсутствием стояков, в которых происходит обратная циркуляция жидкости. Вместе с тем панельные аппараты обладают рядом преимуществ по сравнению с вертикально-трубными: 1) наряду с общим умень-

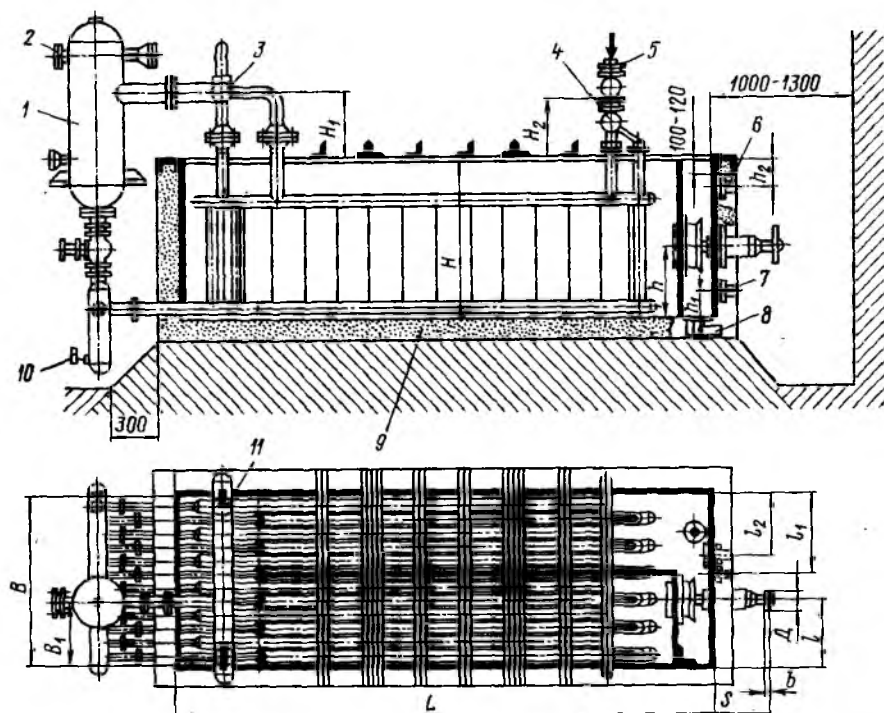


Рис. 5.7. Панельный аммиачный испаритель ИП:

1 — отделитель жидкости; 2 — патрубок для выхода паров аммиака; 3, 4 — сборный и распределительный коллекторы; 5 — патрубок для входа жидкого аммиака; 6 — переход рассола; 7 — патрубок для выхода рассола; 8 — спуск рассола; 9 — изоляция; 10 — вентиль для спуска масла; 11 — предохранительный клапан

шением массы на 25—30 % снижается в 5—6 раз расход бесшовных труб, стоимость которых почти втрое выше стоимости листового материала; 2) уменьшается емкость аппарата по хладагенту, что приводит к уменьшению емкостей ресиверов.

5.6. ИСПАРИТЕЛИ-КОНДЕНСАТОРЫ КАСКАДНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Известно, что получение температур -80°C и ниже в многоступенчатых машинах оказывается затруднительным из-за чрезмерно низкого давления паров рабочего тела в испарителе. В таких случаях оказывается предпочтительным применение каскадных холодильных машин с использованием различных хладагентов в отдельных каскадах. В нижнем каскаде не используют агент высокого давления (R13 или полученный в последнее время R503, представляющий собой азеотропную смесь R23 и R13), в верхнем — агент, обычно применяемый в холодильных машинах с умеренными температурами кипения (аммиак, R22, R12, R502). Температура конденсации в нижнем каскаде должна быть в пре-

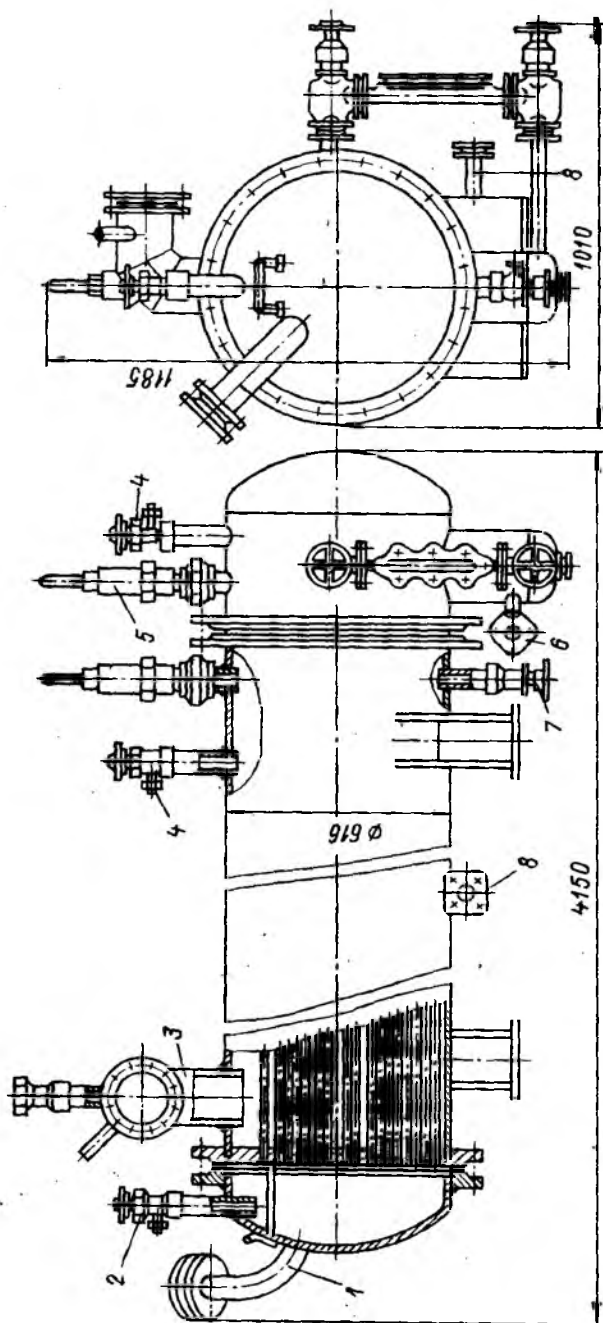


Рис. 5.8. Испаритель-конденсатор КДИ-105:

1 — вход паров R13; 2 — спуск воздуха; 3 — вход паров R13; 4 — выход паров R22; 5 — вентиль к манометру; 6 — предохранительный клапан; 7 — вход жидкого R22; 8 — выход жидкого R22

делах от -30 до 0°C , более высокие значения t_k нежелательны, так как при этом давление конденсации R13 чрезмерно увеличивается.

Верхний и нижний каскады связаны между собой аппаратом испаритель-конденсатор (обозначаемый часто КДИ, т. е. конденсатор-испаритель), в котором пар хладагента, циркулирующего в нижнем каскаде, конденсируется за счет охлаждения его кипящим хладагентом верхнего каскада.

При остановке и отоплении машины жидкий R13 кипит, давление пара резко возрастает. В связи с этим в нижней ветви каскада предусматривается расширительная емкость, рассчитанная на достаточно высокое давление, куда при отоплении перекачивается из аппаратов хладагент R13. Эта емкость используется также и для хранения R13. В случае, если расширительная емкость отсутствует, необходимо предусмотреть большой объем системы нижнего каскада (не менее 10 л на 1 кг заряда R13). Для сокращения размеров расширительной емкости конденсацию агента нижнего каскада целесообразно производить в большом объеме. К таким конструкциям относятся кожухотрубные аппараты с конденсацией в межтрубном пространстве и кипением внутри труб. При этом из-за малой емкости аппарата со стороны кипящего агента предъявляются повышенные требования к точности регулирования количества подаваемой среды в системе верхнего каскада. В связи с этим кипение часто осуществляется в межтрубном пространстве, а конденсация — внутри труб.

На рис. 5.8 представлен кожухотрубный испаритель-конденсатор КДИ-105, выпускаемый заводом «Компрессор» для фреоновой каскадной машины ФКМ 25-90А, работающей с использованием R22 в верхнем каскаде и R13 — в нижнем. Площадь наружной теплопередающей поверхности аппарата составляет 102 м^2 . Конденсация R13 происходит внутри труб, а кипение R22 — в межтрубном пространстве. Для обеспечения слива конденсата R13 аппарат установлен в агрегате с небольшим наклоном (1 : 30) в сторону сосуда для сбора жидкости.

Все детали аппарата (за исключением труб) выполнены из коррозионно-стойкой стали марки X18H9T. Трубы аппарата (общее число их 245) — медные, снаружи оребренные; концы труб развальцованы в трубных решетках, приваренных к корпусу. Наибольшее рабочее давление $15 \cdot 10^3$ кПа, пробное $19 \cdot 10^3$ кПа.

Имеющиеся в настоящее время результаты испытаний КДИ чрезвычайно ограничены. Г. А. Вихорев, исследовавший в ОТИХПе работу каскадной машины, получил коэффициент теплопередачи КДИ $0,175\text{--}0,205\text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$. Проведенные на заводе «Компрессор» испытания каскадной машины ФКМ 25-90А показали для КДИ-105 при $\theta = 8^{\circ}\text{C}$ $k = 0,23\text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$. При работе низкотемпературной каскадной установки на эффективность КДИ значительно влияет присутствие неконденсирующихся примесей, содержащихся в агенте нижнего каскада.

5.7. РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ИСПАРИТЕЛЕЙ

Основные вопросы методики испытаний приведены в работе [55]. Здесь же рассматриваются результаты испытаний испарителей как серийно изготавливаемых промышленностью, так и опытных образцов или моделей.

Аммиачные испарители. Кожухотрубные затопленные. Рис. 5.9 представлены результаты испытаний, проведенных в разное время во ВНИКТИхолодпроме с испарителями разных типов [56]. Материал труб — сталь. Кривая 1 получена в опытах с испарителем из гладких труб диаметром $57 \times 3,5$ мм, расположенных в виде коридорного пучка с шагом 76 мм. Кривые 2, 4 и 5 относятся к испарителям из стальных гладких труб диаметром 25×3 мм, кривая 3 — к испарителю с оребренными накатными трубами; внутренний диаметр труб 20 мм, коэффициент оребрения 2,8. Предполагалось, что за счет оребрения можно будет получить более компактные аппараты. Результаты испытаний не подтвердили этого предположения. Возможно, это связано с тем, что межреберные участки загрязняются маслом и перестают участвовать в активном теплообмене. Для пропановых, а также аммиачных турбокомпрессорных установок, где замасливание теплопередающей поверхности испарителя практически отсутствует, применение стальных труб с накатными ребрами, по-видимому, целесообразно.

В результате испытаний установлено существенное влияние перегрева выходящего из аппарата пара на коэффициент теплоотдачи: перегрев на $2,5^\circ\text{C}$ уменьшает коэффициент тепло-

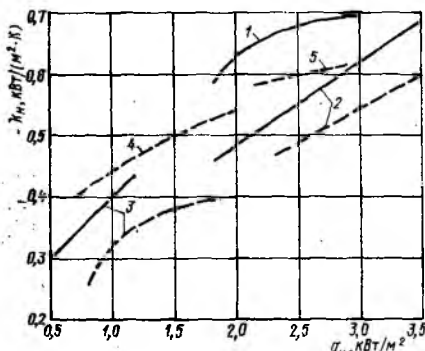


Рис. 5.9. Зависимость коэффициентов теплопередачи аммиачных кожухотрубных испарителей от плотности теплового потока:

— чистых; — — — замасленных

№ кривой	Тип аппарата	$t_0, ^\circ\text{C}$	$w, \text{м/с}$
1	Испаритель ВНИКТИхолодпрома	От -20 до 0	1,5
2	ИТГ-40	От -30 до -10	1,33
3	ИТР-90	-15	1,5
4 5	ИТГ-140	-15 -2	1,5

отдачи примерно на 25 %. Вследствие этого в аммиачных испарителях рекомендуется иметь перегрев пара не более 1,5 °С. Рекомендованная скорость рассола равна 1,5 м/с, гидравлическое сопротивление Δp по рассолу в испарителе ИТГ-140 составляет 80 кПа ($t_s = -21$ °С).

Определенные в опытах коэффициенты теплопередачи испарителя оказались на уровне значений, рекомендуемых зарубежной литературой. Для аммиачных кожухотрубных затопленных испарителей с гладкими трубами в соответствии с американским справочником по хладотехнике рекомендуется принимать следующие коэффициенты теплопередачи:

1) для воды $k = 0,72 \div 1,1$ кВт/(м²·К);

2) для раствора CaCl_2 $k = 0,25 \div 0,56$ кВт/(м²·К).

Большие значения k относятся здесь к $\theta_m = 6$ °С и выше и к большим скоростям хладоносителя; меньшие — к $\theta_m = 4,4$ °С и ниже и к меньшим скоростям. Там же для аммиачных испарителей рекомендуется интервал скоростей $w_s = 1,0 \div 3,0$ м/с.

Для ориентировочных расчетов величина q может быть принята из табл. 5.6, составленной на основании результатов испытаний промышленных испарителей при $w_s = 1,5$ м/с. Опыты были проведены с рассолом CaCl_2 высокой концентрации ($\rho_{15} = 1250$ кг/м³). При использовании рассола с меньшей концентрацией величина q возрастает.

Панельные испарители. Во ВНИКТИхолодпроме В. К. Лемешко провел испытания открытого панельного испарителя марки 30ИП с площадью поверхности 27 м². Испаритель имел шесть секций, каждая из которых включала пять панелей. Средняя скорость рассола (CaCl_2 с $\rho_{15} = 1220$ кг/м³) составляла примерно 0,55 м/с. Основная серия опытов с рассолом проведена при $t_0 = -15$ °С. Опытные значения коэффициентов теплопередачи панельного испарителя после 400 ч работы составляют 0,52—0,58 кВт/(м²·К) при $q = 2,3 \div 3,5$ кВт/м². Температура кипения аммиака при изменении ее от -15 до 0 °С не влияла на коэффициенты теплопередачи аппарата. В опытах с водой в качестве хладоносителя коэффициенты теплопередачи аппарата возросли в среднем на 20 % (при этом скорость стала 0,65 вместо 0,55 м/с).

Практически такие же значения коэффициента теплопередачи получены Н. В. Яковлевым при испытании на аммиаке пакетно-панельного испарителя 20КП с закрытой схемой циркуляции рассола. По-видимому, гофрированная наружная поверхность панелей обеспечивает несколько более высокие коэффициенты теплоотдачи α_s на стороне рассола, чем в вертикально-трубном

Таблица 5.6

Примерные значения q
в аммиачных кожухотрубных
испарителях

Температура кипения t_0 , °С	q (кВт/м²) при θ_m , °С		
	3	4	5
0	1,63	2,3	3,0
-10	1,4	2,2	2,8
-20	1,3	2,0	—

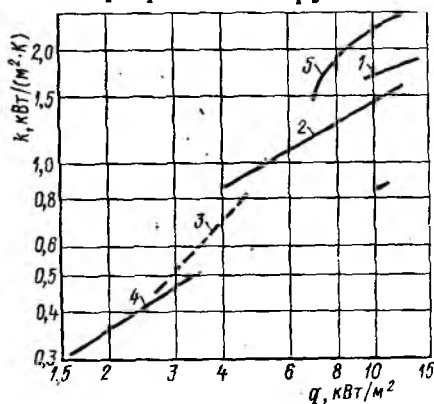
аппарате, одновременно увеличивая и сопротивление аппарата по рассолу. В панельном испарителе при работе на аммиаке со средней разностью температур $5-6^{\circ}\text{C}$ $q \approx 2,9 \div 3,5$ кВт/м².

Фреоновые испарители. Кожухотрубные затопленные. Опытные значения коэффициентов теплопередачи, полученные разными авторами при испытании кожухотрубных испарителей, работающих на R12, значительно расходятся между собой. Частично это объясняется тем, что аппараты испытывались в несопоставимых по t_0 , q , Δt_m условиях.

На рис. 5.10 представлены данные о коэффициентах теплопередачи испарителей ИТР-1800 и ИТР-600, полученные Е. З. Бухтером и др. при испытании турбокомпрессоров на R12. В этих испытаниях осуществлялось независимое изменение тепловой нагрузки и температуры кипения. Возможно, однако, что коэффициенты теплопередачи аппарата все же несколько занижены, так как при испытаниях испарители заполнились хладагентом лишь наполовину, а вычисленные коэффициенты отнесены ко всей теплообменной поверхности аппарата.

Ряд данных получен при испытании кожухотрубных затопленных испарителей, работающих на R22.

Во ВНИКТИхолодпроме испытан испаритель ИТР-70 с медными оребренными трубами [56]. Измеренная концентрация



масла в испарителе составила 10 %. На рис. 5.11 представлены опытные коэффициенты теплопередачи испарителя в зависимости от тепловой нагрузки при температурах кипения $t_0 = -10$ и 5°C . На основании испытаний был сделан вывод о том, что при скоростях рассола $1,0 < w, < 1,7$ м/с

Рис. 5.10. Зависимость коэффициентов теплопередачи от плотности теплового потока в испарителях турбокомпрессорных холодильных машин [56]:

№ кривой	Тип аппарата	t_0 , $^{\circ}\text{C}$	w , м/с
1 2	ХТМФ-235	2 2-5	2,8 (вода) 1,5 (вода)
3	ХТМФ-348	От -17 до -25	1,7 (раствор CaCl_2), $\rho = 1240$ кг/м ³
4	ХМФУБС-45	—	1,85 (вода)
5	По данным Джонса, для хладагента R11		

Таблица 5.7

Примерные значения $q_{\text{вн}}$
во фреоновых испарителях
типа ИТР-70 для R22
при $t_0 = (-15 \div 5)^\circ\text{C}$

$\theta_m, ^\circ\text{C}$	$w_s, \text{м/с}$	$q_{\text{вн}}, \text{кВт/м}^2$
4	1,0	3,25
	1,5	4,65
5	1,0	4,65
	1,5	6,40
6	1,0	5,70
	1,5	7,90

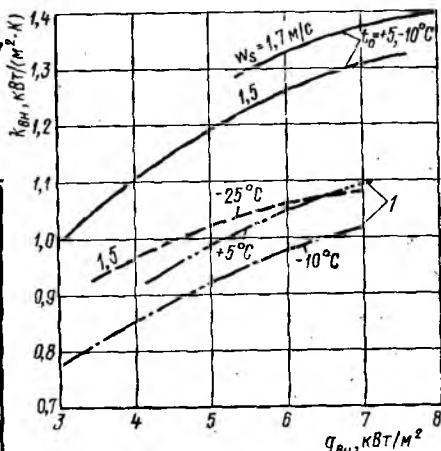


Рис. 5.11. Коэффициент теплопередачи кожухотрубного испарителя ИТР-70 при работе на R22

в интервале температур кипения $-15 < t_0 < 5^\circ\text{C}$ коэффициенты теплопередачи практически (в пределах около 10 %) не зависят от температуры кипящего фреона.

Кривые на рис. 5.11 представляют опытные данные после двух лет работы испарителя. Численное значение термического сопротивления загрязнений после двух лет работы аппарата составляет $\Sigma (\delta/\lambda) = 0,10 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/кВт}$.

Для фреоновых (R22) испарителей, аналогичных испытанному аппарату ИТР-70, при использовании в качестве хладоносителя раствора CaCl_2 с $\rho_{15} = 1250 \text{ кг/м}^3$ значение $q_{\text{вн}}$ может быть ориентировочно найдено из табл. 5.7. При использовании рассола меньшей концентрации величина q возрастает.

В работе [5] приведены результаты испытаний на заводе «Компрессор» четырех промышленных кожухотрубных испарителей с межтрубным кипением R22. Цель испытаний — выявить наиболее эффективные теплообменные поверхности. Испытания проводили в диапазоне плотностей теплового потока q_m от 0,5 до $4,5 \text{ кВт/м}^2$ и температур кипения t_0 от -40 до 8°C , причем уменьшение q_m сопровождалось снижением t_0 в соответствии с характеристикой машин, в составе которых испытывался испаритель. Скорость в направлении движения хладоносителя в трубах испарителя изменяли, вводя хладоноситель в аппарат как через нижний, так и через верхний патрубки крышки.

Увеличение компактности теплопередающей поверхности повышает интенсивность работы аппарата. Так, для испарителей с медными оребренными трубами с исходными диаметрами $16 \times 1,5$ и $16 \times 2 \text{ мм}$ коэффициент теплопередачи на 35—50 % выше, чем для испарителей с трубами диаметром $20 \times 3 \text{ мм}$, и на 40—60 %

выше, чем для испарителей с гладкими стальными трубами, что объясняется, в первую очередь, повышением коэффициента теплоотдачи α_a со стороны хладагента в компактных аппаратах, а также повышением α_a со стороны хладоносителя в трубах с малым внутренним диаметром. Аппараты с медными оребренными трубами 16×2 мм, имеют лучшие показатели, чем аппараты с трубами $16 \times 1,5$ мм, благодаря более высокому коэффициенту оребрения (около 4). Завод «Компрессор» для серийных аппаратов использует медные оребренные трубы с исходным размером 16×2 мм.

На коэффициент теплопередачи влияет также место ввода хладоносителя в аппарат. При положительных температурах кипения интенсивность теплопередачи при верхнем вводе в аппарат хладоносителя оказывается на 15—20 % выше, чем при нижнем; с понижением t_0 это влияние уменьшается. При $t_0 < -20^\circ\text{C}$ нижний ввод оказывается более выгодным.

В работе [8] приведены некоторые показатели испарителя ИФ400 при работе его в составе машины ХМ-22 ФУУ400/1 (хладоноситель — раствор хлористого кальция с $\rho = 1240 \div 1310 \text{ кг/м}^3$). При $t_0 = -40^\circ\text{C}$ и нижнем вводе хладоносителя коэффициент теплопередачи составляет $0,15 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ вместо $0,12$ при вводе хладоносителя через верхний патрубок.

Более высокие коэффициенты теплоотдачи при кипении R22 по сравнению с R12 иногда позволяют отказаться от использования дорогих и дефицитных медных оребренных труб и при работе с R22 использовать промышленные кожухотрубные испарители типа ИТГ с гладкими стальными трубами.

Проведенное сопоставление результатов испытаний во ВНИКТИхолодпроме, ВНИИхолодмаше, ЛТИХПе и на заводе «Компрессор» [56] гладкотрубных испарителей ИТГ-20, ИТГ-35, ИТГ-40, ИТГ-90 показало, что значения коэффициентов теплопередачи аппаратов удовлетворительно согласуются между собой (в пределах 10—15 %): По результатам испытаний были сделаны следующие основные выводы. В исследованном интервале t_0 и q скорость хладоносителя оказывает существенное влияние на k лишь при значениях ее, меньших $1,5 \text{ м/с}$. При большем значении w , величина k определяется в основном термическим сопротивлением со стороны агента. Для режима кондиционирования использование в качестве хладоносителя воды вместо CaCl_2 при прочих равных условиях обеспечивает увеличение k на 10—40 % (большая величина относится к большим q). Наиболее высокие коэффициенты теплопередачи при q , равном $2,5$ и $3,5 \text{ кВт/м}^2$, обеспечиваются в режиме работы испарителя, при котором пар выходит с перегревом не более 1°C .

Коэффициенты теплопередачи кожухотрубных испарителей типа ИТГ на R22 с хладоносителем CaCl_2 ($\rho_{15} \approx 1250 \text{ кг/м}^3$) в интервале $-15 < t_0 < 5^\circ\text{C}$ могут быть описаны пучком прямых, представленных на рис. 5.12. Для ориентировочных расчетов практическое значение $q_{\text{вн}}$ может быть принято по табл. 5.8.

Таблица 5.8

Примерные значения $q_{\text{вн}}$ в гладкотрубных испарителях типа ИТГ, работающих на R22 при $t_0 = (-40 \div 5)^\circ\text{C}$

$\theta_m, ^\circ\text{C}$	$w_s, \text{м/с}$	$q_{\text{вн}}, \text{кВт/м}^2$
4	1,0	1,63
	1,5	2,32
5	1,0	2,32
	1,5	3,50
6	1,0	3,14
	1,5	4,65

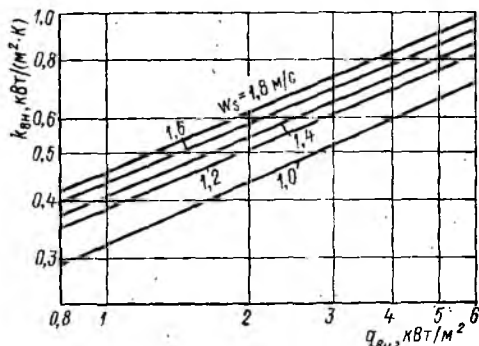


Рис. 5.12. Коэффициенты теплопередачи кожухотрубных испарителей типа ИТГ при работе на R22

На заводе «Компрессор» при испытании двухступенчатой низкотемпературной установки ФДС-20 получены данные о работе испарителя ИТРН-80 на R22 в области температур кипения от -50 до -80°C . В качестве хладоносителя был использован R30. Опытные значения коэффициентов теплопередачи при скоростях хладоносителя $w_s = 0,7 \div 1 \text{ м/с}$ и $q = 0,3 \div 1 \text{ кВт/м}^2$ составляли $k = 0,1 \div 0,15 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{K)}$; при $w_s = 0,4 \div 0,5 \text{ м/с}$ и $q = 0,2 \div 0,8 \text{ кВт/м}^2$ $k = 0,04 \div 0,1 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{K)}$. Влияния t_0 на k не обнаружено.

В работе [29] приведены результаты исследования теплопередачи опытного кожухотрубного испарителя ИНЭ-5,2 (рис. 5.13) с металлизационным покрытием наружной поверхности (толщина покрытия 100 мкм, пористость 36 %). Аппарат прошел две серии испытаний: стендовые на чистом хладагенте R12 в составе контура естественной циркуляции и на масло-фреоновой смеси R22 и ХФ-22С в составе поршневой холодильной машины. При работе в составе холодильной машины на масло-фреоновой смеси

(концентрация масла около 2 %) коэффициент теплопередачи примерно на 15 % ниже, чем при работе испарителя на чистом

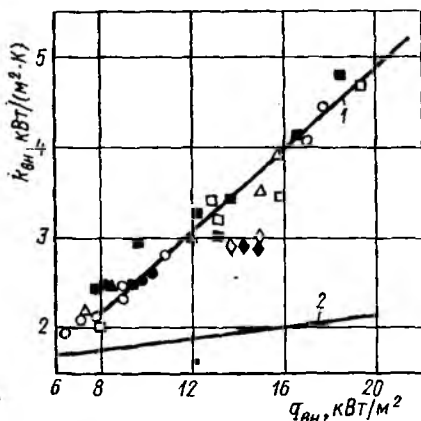


Рис. 5.13. Результаты теплотехнических испытаний опытного испарителя ИНЭ-5,2:

1 — опытный испаритель; 2 — испаритель на оребренных трубах; Δ , $\triangle$, $\circ$, $\square$, $\blacksquare$ — на чистом хладагенте R12 (Δ — $w_s = 4 \text{ м/с}$, $t_0 = 5^\circ\text{C}$; $\triangle$ — 3 м/с , $t_0 = 5^\circ\text{C}$; $\circ$ — 2 м/с , $t_0 = 5^\circ\text{C}$; $\square$ — 3 м/с , $t_0 = 10^\circ\text{C}$; $\blacksquare$ — 4 м/с , $t_0 = 10^\circ\text{C}$); $\diamond$, $\blacklozenge$ — в составе холодильной машины на маслофреоновой смеси R22 и ХФ-22С ($\diamond$ — 3 м/с , $t_0 = 5^\circ\text{C}$; $\blacklozenge$ — 3 м/с , $t_0 = 0^\circ\text{C}$)

хладагенте. Перегрев паров хладагента в испарителе из труб с пористым покрытием снижает теплотехническую эффективность аппарата в значительно большей степени, чем в испарителях из оребренных труб. В работе [29] сделан вывод о том, что при одинаковых значениях среднелогарифмического температурного напора между хладагентом и хладоносителем применение труб с пористым металлизационным покрытием эффективнее, чем труб оребренных: более чем вдвое снижается расход меди, сокращается длина труб, уменьшаются габаритные размеры аппаратов.

Удельная металлоемкость испарителей средней производительности такова: аммиачных ИТГ $m_{F_{\text{вн}}} = M/F_{\text{вн}} = 23 \div 32$ кг/м², фреоновых ИТР $m_{F_{\text{вн}}} = 60 \div 80$ кг/м².

Испарители с внутритрубным кипением. Подробные испытания нескольких промышленных кожухотрубных испарителей с кипением R12 и R22 в трубах выполнены во ВНИИхолодмаше. Р. В. Павлов и К. Д. Кан [56] исследовали испаритель общей поверхностью 10,4 м² с U-образными гладкими медными трубами длиной 2 м и диаметром 20×3 мм, внутри которых кипел R12. Расположение труб шахматное с шагом 27 мм. Аппарат имел два хода по хладагенту и 11 поперечных перегородок для потока воды. Испытания показали возможность получения температуры охлаждаемой воды $t \approx 0,8$ °С при скорости ее 0,64 м/с и $t_0 = -5$ °С. В испытанном аппарате при $t_0 = -2$ °С, $w_s = 0,2 \div 0,5$ м/с и охлаждении воды на $\Delta t = 2,5 \div 10$ °С плотность теплового потока, отнесенная к внутренней площади поверхности, составляла $q_{\text{вн}} = 1,4 \div 4,0$ кВт/м².

Значительно большая интенсивность теплопередачи была получена в испарителях, имеющих трубы с внутренним оребрением, снижающим термическое сопротивление на стороне холодильного агента.

В работе [33] приведены полученные во ВНИИхолодмаше результаты подробного исследования теплопередачи пяти испарителей, использующих алюминиевые трубы с внутренним оребрением, профиль которого приведен на рис. 5.6. Аппараты имели два хода по хладагенту и 20 перегородок для потока охлаждаемой воды. Основные опыты проведены с R22 при $t_0 = (-5 \div 2)$ °С и перегреве выходящего пара на 1—3 °С. Вода при скорости ее 0,3—1,0 м/с охлаждалась на 1,5—5 °С; температура воды на выходе составляла 2—8 °С. Плотность теплового потока, отнесенная к внутренней поверхности труб, составила $q_{\text{вн}} = 2,3 \div 11,0$ кВт/м² при среднем температурном напоре $\theta_m = 8 \div 10$ °С и средней скорости воды 0,6—1,0 м/с.

Наиболее эффективным, естественно, оказался аппарат с трубами, имеющими одновременно внутреннее и наружное оребрение. Для аппарата с пятиканальными трубами коэффициенты теплопередачи при работе на R12 оказались примерно на 10 % ниже, чем при работе на R22.

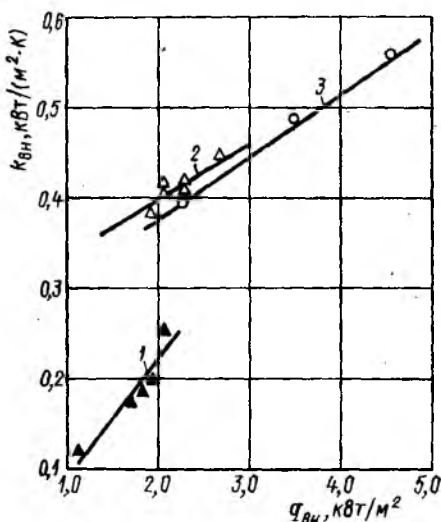


Рис. 5.14. Зависимость коэффициента теплопередачи от плотности теплового потока:

1 — ХМВ-36, $\Delta t_n = 10^\circ\text{C}$; 2 — ХМВ-36, $\Delta t_n = 3^\circ\text{C}$; 3 — «Эшер-Висс» (Esher-Wiss), $\Delta t_n = 5^\circ\text{C}$

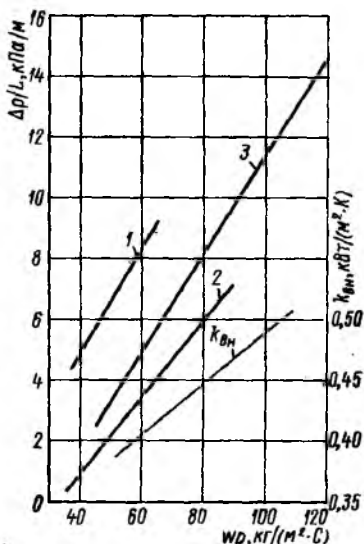


Рис. 5.15. Падение давления Δp на 1 м длины трубы и коэффициенты теплопередачи в зависимости от массовой скорости хладагента R22 при $t_0 = (4+8)^\circ\text{C}$, $\Delta t_n = 2+4^\circ\text{C}$:

1 — ХМВ-140; 2 — ХМВ-36; 3 — одиночная труба по опытам Гофмана, $k_{вн}$ — ХМВ-36 при $t_0 = 5^\circ\text{C}$; $q = 2,3 \text{ кВт/м}^2$; $\Delta t_n = (1,5 \div 3)^\circ\text{C}$

На рис. 5.14 и 5.15 приведены данные С. Г. Кувшинова и И. Ф. Якунова по теплопередаче и гидравлическому сопротивлению, полученные при испытаниях испарителя водоохлаждающей холодильной машины ХМВ-36. Кипение фреономасляной смеси происходило в трубах с внутренним оребрением, образованным алюминиевыми десятиканальными вставками. Трубы медные диаметром $20 \times 1,5 \text{ мм}$, длиной 5 м имеют два хода по хладагенту.

Результаты опытного определения теплоотдачи и гидравлического сопротивления со стороны кипящего хладагента в аппаратах с внутренним оребрением приведены также в работах [33, 48, 56].

Модели пластинчатых испарителей. В работах [22, 26] приведены результаты комплексных исследований теплопередачи, теплоотдачи и гидравлического сопротивления со стороны хладагента R22 и хладоносителя в моделях пластинчатого испарителя с площадью поверхности $0,38 \text{ м}^2$, выполненного из пластин ОКЛ-5 с гофрами в елку, образующими сетчато-поточные или ленточно-сетчато-поточные каналы, а также из пластин П-1 с горизонтальными гофрами, образующими ленточно-поточные каналы [3].

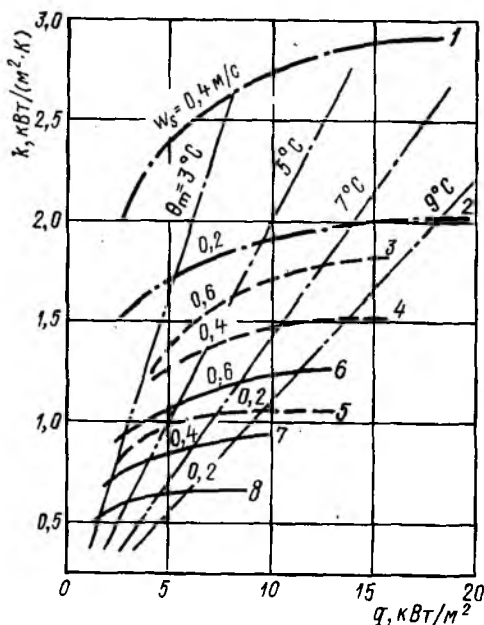


Рис. 5.16. Коэффициенты теплопередачи опытных пластинчатых испарителей при работе на аммиаке и R22 (хладоноситель — CaCl_2):

1, 2 — аммиак, $t_0 = 0^\circ\text{C}$ (пластины ОКЛ-5); 3, 4, 5 — R22, $t_0 = -20^\circ\text{C}$ (пластины ОКЛ-5); 6, 7, 8 — R22, $t_0 = -20^\circ\text{C}$ (пластины П-1)

Геометрия каналов принята на основании предварительных опытов авторов с плоскими и гофрированными каналами различных размеров.

Модель представляла собой пакет, сваренный из четырех вертикально расположенных пластин. В канале, образованном двумя внутренними пластинами, кипел хладагент, в боковых каналах циркулировал хладагент.

Испытания проводили на стенде в контуре естественной и вынужденной (насосной) циркуляции. Коэффициенты теплопередачи для чистых хладагентов представлены на рис. 5.16 [26].

При кратности циркуляции хладагента, равной 1 (что соответствует режиму, близкому к оптимальному), а также при вынужденной циркуляции $\omega_0 = 0,03$ м/с, гидравлическое сопротивление R22 $\Delta p_a = 3,5 \div 8$ кПа при $q = 1 \div 2$ кВт/м², что весьма незначительно и может не учитываться [26]. Перегрев пара на выходе из испарителя значительно ухудшал теплопередачу аппарата при работе его с чистым R22 и еще более — при работе на смеси. При перегреве ($\Delta t_n = 4^\circ\text{C}$) пара R22 коэффициент теплопередачи снижался на 10—30 %. По результатам испытаний моделей испарителей авторы работ [22, 1] сделали рекомендации об оптимальной геометрии аппаратов, приведенные в гл. 10.

При кипении аммиака в пластинчатом испарителе теплопередача выше, чем в идентичном фреоновом аппарате. Коэффициенты теплопередачи аммиачного испарителя снижаются в 1,5—2 раза в присутствии масла.

Сопоставления энергетической эффективности, масс и объемов исследованных испарителей кожухотрубного оребренного и пластинчатого типов при одинаковых затратах мощности на прокачку хладагента показали, что пластинчатые испарители в 2—5 раз эффективнее и компактнее и в 1,5—3,5 раза легче.

Данные о коэффициентах теплопередачи модели пластинчатого испарителя из пластин ТСП-0,75 приведены в работе [67].

5.8. ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ИСПАРИТЕЛЕЙ

Холодопроизводительность испарителя определяется тем количеством теплоты $Q_0^{\text{нт}}$ («нетто»), которое хладоноситель должен отнять от охлаждаемого объекта. Учитывая теплопритоки на пути движения хладоносителя между объектом и испарителем, тепловой эквивалент работы, затрачиваемой на циркуляцию хладоносителя, теплопритоки через наружную поверхность испарителя, определение площади поверхности последнего производится по величине $Q_0 = (1,1 \div 1,2) Q_0^{\text{нт}}$. Меньшие значения коэффициента относятся к большим $Q_0^{\text{нт}}$. Из уравнения теплового баланса (см. гл. 3) по величине Q_0 , разности энтальпий хладагента и температур хладоносителя на входе в испаритель и выходе из него определяют расходы G_a и G_s (кг/с).

В табл. 5.9 и 5.10 приведены ориентировочные значения температурных напоров, изменения температуры и скорости хладоносителя, которыми можно руководствоваться при расчетах испарителя. Эти данные заимствованы из литературных источников [26, 55, 58] и отчетов по испытаниям промышленных аппаратов (см. п. 5.7). Более обоснованно значения θ_m и w_s могут быть найдены на основании технико-экономической и энергетической оптимизации.

Средний логарифмический температурный напор в соответствии с формулой (3.6) для кожухотрубных испарителей может быть вычислен по уравнению

$$\theta_m = (t_{s1} - t_{s2}) / \ln [(t_{s1} - t_0) / (t_{s2} - t_0)].$$

Для открытых панельных испарителей благодаря интенсивной рециркуляции хладоносителя его средняя температура практически равна температуре на выходе из бака t_{s2} , поэтому для таких испарителей средний температурный напор

$$\theta_m = t_{s2} - t_0.$$

Площадь поверхности испарителя можно найти из уравнения (3.5), приняв в качестве $F = F_{\text{рас}}$, где $F_{\text{рас}}$ — площадь наружной или внутренней поверхности испарителя.

Т а б л и ц а 5.9

Условия работы аммиачных испарителей

$t_0, ^\circ\text{C}$	Хладоноситель	Кожухотрубные (панельные) испарители		
		$\theta_m, ^\circ\text{C}$	$\Delta t_s, ^\circ\text{C}$	$w_s, \text{м/с}$
—15	Раствор хлористого натрия, хлористого кальция	4—5 (3—4)	3—4 (2—3)	1,0—1,5 (0,3—0,4)
—30	Раствор хлористого кальция	5—6 (3—4)	2—3 (2—3)	1,5—2,5 (0,4—0,6)

Таблица 5.10

Условия работы фреоновых испарителей типа ИТР

t, °C	Хладоноситель	Затопленные испарители			Испарители с кипением внутри труб		
		θ_m , К	Δt_s , К	w_s , м/с	θ_m , К	Δt_s , К	w_s , м/с
5	Вода	5—8	3,5—4,5	1,5—2,0	4—7	1,5—4	0,6—1,0
—15	Раствор хлористого кальция, этиленгликоль	5—8	4,5—5,5	1,5—2,0	4—7	2—5	0,6—1,0
—35	Раствор хлористого кальция, этиленгликоль, R30	4—7	4,5—5,5	1,0—2,0	3—6	2—4	0,5—1,2

Выбрав геометрические характеристики труб и ребер (для ребристых труб) и задавшись скоростью хладоносителя, по одной из приведенных в гл. 2 формул рассчитывают α_s .

Коэффициент теплоотдачи кипящего холодильного агента зависит от разности температур стенки трубы и кипения, которая определяется, в свою очередь, средним логарифмическим температурным напором и соотношением между термическими сопротивлениями агента, хладоносителя и загрязнений. Поэтому в формуле (3.5) оказываются две неизвестные величины; F и k , иначе говоря, F и θ_a . Для определения последней могут быть также использованы: условие равенства (при стационарном процессе) тепловых потоков от хладоносителя к стенке трубы, от стенки к хладагенту и от хладоносителя к хладагенту: $\alpha_s \theta_s = \alpha_a \theta_a = k \theta_m = q$ и равенство $\theta_m = \theta_a + \theta_s$, где q , α_s , k и α_a отнесены к одной и той же расчетной поверхности $F_{рас}$. Решение этих уравнений можно осуществлять методом последовательных приближений либо графоаналитическим методом, который излагается ниже.

С помощью данных гл. 2 находят соответствующую рассматриваемому случаю формулу для α_a и приводят ее к виду: $\alpha_a = B_a \theta_a^m$. Затем задаются несколькими значениями θ_a и зная, что она может изменяться в пределах от 0 до θ_m , строят график зависимости $q_a = f(\theta_a)$, где

$$q_a = \alpha_a \theta_a F_a / F_{рас} = B_a \theta_a^{m+1} F_a / F_{рас}. \quad (5.1)$$

Здесь F_a — поверхность со стороны агента.

Далее находят выражение плотности теплового потока от хладоносителя к стенке, в которое включаются все термические сопротивления, кроме сопротивления агента,

$$q_s = \theta_s / \left(\frac{1}{\alpha_s} \frac{F_{рас}}{F_s} + \sum \frac{\delta_l}{\lambda_l} \frac{F_{рас}}{F_{lс}} \right), \quad (5.2)$$

где $F_{те}$ — средняя площадь поверхности трубы с загрязнениями; термические сопротивления загрязнений ($m^2 \cdot K/kBt$) можно принимать по табл. 3.1.

Величина α_s не зависит от θ_s и поэтому прямая $q_s = f(\theta_s)$ может быть построена по двум точкам, одна из которых соответствует $\theta_s = 0$, а вторая — произвольной величине в интервале от 0 до θ_m . В точке пересечения линий, соответствующих уравнениям (5.1) и (5.2), $q_s = q_a = q$. Зная q , из уравнения (3.5) определяют $F_{рас}$. Деля q на θ_m , а затем на θ_a , находят k и α_a , отнесенные к $F_{рас}$.

Далее в соответствии с методикой, изложенной в гл. 3, определяют общую длину труб и их число, осуществляют компоновку труб в аппарате, находят габаритные размеры аппарата. В зависимости от типа испарителя определяют число ходов или число поперечных перегородок по хладоносителю, число вертикальных рядов или число ходов по хладагенту. По этим данным уточняют скорости хладоносителя и хладагента, принятые в начале расчета, и коэффициенты теплоотдачи α_s и α_a . В случае большого расхождения между начальными значениями и полученными при компоновке расчет повторяют. После этого рассчитывают гидравлические потери в аппарате и определяют мощность насоса (см. гл. 3). Полный тепловой и гидравлический расчет испарителя удобно выполнять на ЭВМ.

Расчет испарителя-конденсатора каскадной холодильной машины сводится, как обычно, к определению необходимой теплопередающей площади поверхности по уравнению (3.5). В нем величина Q_0 определяется из условий работы машины.

Коэффициент теплопередачи k испарителя-конденсатора для случая кипения в межтрубном пространстве может быть определен по уравнениям (3.10) или (3.11), в которых α_m — коэффициент теплоотдачи при кипении в межтрубном пространстве хладагента, циркулирующего в верхнем каскаде (например, R22); $\alpha_{вн}$ — коэффициент теплоотдачи при конденсации хладагента нижнего каскада (например, R13). Расчет рекомендуется проводить по соответствующему уравнению (см. гл. 2). В настоящее время экспериментальные данные о коэффициентах теплоотдачи при конденсации R13 внутри труб для условий, соответствующих работе КДИ, отсутствуют. По данным Н. С. Зайнулиной [56], в техническом R13 содержится до 2 % по объему R14, не конденсирующегося в условиях работы КДИ, что приводит к снижению коэффициентов теплоотдачи более чем в 2 раза относительно значений для очищенного R13 (с концентрацией R14 менее 0,1 %). Это обстоятельство следует учитывать при проведении теплового расчета испарителя-конденсатора.

ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ
И ОХЛАЖДАЮЩИЕ БАТАРЕИ

6.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ

Воздухоохладителем принято называть теплообменный аппарат, предназначенный для охлаждения (а в большинстве случаев и для осушения) воздуха. Движение воздуха в воздухоохладителях — принудительное.

В зависимости от целей охлаждения воздуха и температурных условий можно назвать несколько областей, в которых широко применяются воздухоохладители: 1) комфортное кондиционирование воздуха или близкие к нему по параметрам воздуха области технологического кондиционирования (например, в точном приборостроении, производстве полупроводников и т. п.); 2) технологическое кондиционирование воздуха в пищевой промышленности; 3) охлаждение воздуха в камерах хранения охлажденных продуктов; 4) охлаждение воздуха в камерах хранения мороженных продуктов; 5) охлаждение воздуха в низкотемпературных установках. В табл. 6.1 приведены некоторые данные, характеризующие условия работы воздухоохладителей в названных областях применения.

По принципу действия (способу охлаждения воздуха) воздухоохладители делятся на поверхностные (сухие), контактные (мокрые) и смешанные.

В наиболее широко распространенных поверхностных воздухоохладителях воздух отдает теплоту холодильному агенту или хладоносителю, протекающему внутри труб. Аппарат, в трубах которого кипит холодильный агент, называется *воздухоохладителем непосредственного охлаждения* и является испарителем в схеме холодильной машины. Аппараты, в трубах которых протекает вода или рассол, называются соответственно *воздухоохладителями водяного или рассольного охлаждения*.

Поверхностные воздухоохладители могут быть сконструированы и из ряда пластин, образующих каналы или щели: с одной стороны пластин циркулирует хладагент или хладоноситель, с другой — воздух. В щелях, предназначенных для циркуляции воздуха, целесообразно размещение своеобразного оребрения, часто называемого насадкой. Форма ребер в этом случае может быть разной [26]. . .

Поверхностные воздухоохладители могут исполняться гладкотрубными и ребристыми. Оребрение позволяет значительно уменьшить сопротивление теплоотдаче от воздуха к наружной поверхности труб и сделать аппарат более компактным. В ряде случаев целесообразно применять трубы и с внутренним оребрением.

Условия работы воздухоохладителей

Таблица 6.1

Условия работы	Область применения	Параметры воздуха перед воздухоохладителем			Тепло-влажностное отношение ϵ , кДж/кг	Коэффициент влаговыпадения ξ
		Температура t_1 , °C	Относительная влажность ϕ	Температура точки росы, °C		
Высокотемпературные с выпадением капельного конденсата	Комфортное кондиционирование Технологическое кондиционирование: в пищевой промышленности в радиозлектронной, приборостроительной и других видах промышленности	20—30	0,4—0,7	7—20	7 000—23 000	1,1—1,6
		10—15	0,7—0,9	5—13	5 000—10 000	1,3—2,0
		15—35	0,2—0,6	—7—26	5 000—20 000	1,1—2,0
Низкотемпературные с образованием инея	Камеры хранения охлажденных продуктов	От —5 до +5	0,8—0,9	От —8 до +3	5 000—20 000	1,2—2,0
	Камеры хранения мороженных продуктов	От —18 до —30	0,9—0,95	—	10 000—30 000	1,1—1,3
	Низкотемпературные установки (термобарокамеры, испытательные устройства и т. п.)	От —50 до —80	—	—	—	1,0—1,1

В *контактных воздухоохладителях* воздух непосредственно соприкасается с хладоносителем, чаще всего с водой. Конструктивно они выполняются форсуночными либо с орошаемой насадкой. Возможно также создание контактных воздухоохладителей с пенным режимом.

В *воздухоохладителях смешанного типа* внутри труб кипит холодильный агент. Снаружи трубы орошаются рассолом либо другим раствором, имеющим низкую температуру замерзания. В воздухоохладителях систем кондиционирования воздуха возможно орошение труб водой. Орошение увеличивает поверхность теплообмена, воспринимающую теплоту от воздуха. Кроме того, в низкотемпературных воздухоохладителях рассол удаляет снеговую шубу с труб. В некоторых случаях орошение труб может осуществляться с помощью пены, образующейся при вдувании воздуха в поддон воздухоохладителя. Этот принцип использован в одном из воздухоохладителей смешанного типа.

Иногда приходится различать воздухоохладители по их расположению в охлаждаемом объекте или относительно этого

объекта. При этом можно выделить подвесные (пристенные и потолочные), напольные и магистральные воздухоохладители. *Подвесные* воздухоохладители обычно размещаются в самом охлаждаемом помещении, *напольные* — в самом помещении либо вблизи от него, а *магистральные* встраиваются в воздуховоды, подводящие воздух к охлаждаемым помещениям. Подвесные и напольные воздухоохладители могут непосредственно забирать воздух в охлаждаемом помещении, а затем подавать его обратно (бесканальные воздухоохладители) или осуществлять эти процессы (чаще одну раздачу) через специальные каналы (канальные воздухоохладители). В последнем случае обеспечивается более равномерная подвижность воздуха в помещении и достигается лучшее выравнивание в нем температурно-влажностного режима.

Необходимо отметить, что в последнее время все чаще воздухоохладитель (главным образом небольшой производительности) объединяют с компрессором, конденсатором и вспомогательным оборудованием в один автоматизированный агрегат. Такие агрегаты, изготовленные, собранные и заправленные хладагентом в заводских условиях, легко размещаются в подходящих местах рядом с охлаждаемым помещением, обеспечивая большую независимость, а соответственно и надежность поддержания необходимого температурно-влажностного режима.

Аппараты, служащие для охлаждения воздуха в помещениях (камерах), где отсутствует вынужденная циркуляция воздуха, называются *охлаждающими батареями*.

6.2. ПОВЕРХНОСТНЫЕ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ

Гладкотрубные воздухоохладители используются в настоящее время чрезвычайно редко. Их применение бывает целесообразным тогда, когда при охлаждении воздуха одновременно требуется и его значительное осушение. В этом случае более низкая температура наружной поверхности гладкотрубного аппарата по сравнению со средней температурой наружной поверхности оребренного позволяет достичь большей конденсации влаги в процессе охлаждения воздуха. Иногда приходится применять гладкотрубные аппараты из-за повышенной влажности обрабатываемого воздуха и соответственно значительного осаждения инея или образования льда на поверхности труб.

Скорость воздуха в суженном сечении гладкотрубных воздухоохладителей принимают до 6 м/с — для низких температур и до 12 м/с — для средних.

Рёбристые воздухоохладители выполняются обычно из круглых стальных, медных или алюминиевых труб. В отдельных случаях, когда необходимо существенно повлиять на такие характеристики оребренного пучка труб, как компактность или аэродинамическое сопротивление, можно применять плоские или каплеобразные трубы. При этом необходимо учитывать, что повы-

шение давления свыше 1,5—2,0 МПа внутри тонкостенных труб с профилем, отличным от круглого, может привести к их деформации и разрушению.

По расположению труб в пучке различают теплообменники с коридорным и шахматным расположением труб.

В поверхностных воздухоохладителях возможна различная организация подачи холодильного агента в шланги: сверху либо снизу и различная кратность n циркуляции хладагента через воздухоохладитель. Под кратностью циркуляции понимают отношение массы хладагента, подаваемой в воздухоохладитель (кг/с), к массе испаряющегося в нем хладагента за тот же промежуток времени. При верхней подаче и небольших значениях плотности теплового потока может наблюдаться раздельное движение двухфазной смеси в трубах воздухоохладителя, т. е. жидкость движется, не заполняя всего сечения трубы, по сегменту вдоль нижней образующей, причем сечение этого сегмента по мере перемещения вниз постепенно уменьшается и при $n = 1$ последние капли жидкости испаряются на некотором расстоянии от выходного сечения трубы. При $n > 1$ на выходе окажется избыточная невыкипевшая жидкость. Пар движется по свободному от жидкости сечению труб со скоростью, обычно превышающей (иногда в десятки раз) скорость движения жидкости. Исследования, проведенные Г. Лорентсенем, показали, что коэффициент теплопередачи воздухоохладителя с верхней подачей при $n = 1$ на 30—50 % ниже, чем у воздухоохладителя с нижней подачей. Циркуляция избыточной жидкости при $n > 1$ обычно обеспечивается насосной схемой подачи хладагента и имеет большое значение, так как значительно уменьшает необходимость строгого дозирования подачи в отдельные охлаждающие приборы.

Поверхности теплообмена оребренных воздухоохладителей. Применяемые в трубчатых воздухоохладителях ребристые поверхности можно разделить на следующие: 1) пластинчатые; 2) спирально-навивные; 3) спирально-накатные; 4) с отдельными насадными ребрами. По способу сопряжения трубы с ребром различают: монолитные поверхности, когда ребра на трубе получают при отливке или последующей накатке; насадные поверхности, когда ребра изготавливаются отдельно, часто даже из другого металла, и плотно насаживаются на трубу. Типы оребрения показаны на рис. 6.1.

Пластинчатое оребрение широко применяется в воздухоохладителях отечественного и зарубежного производства. Ребра без воротников делаются толщиной 0,4—0,5 мм из мягкой стали, латуни марки Л62 и дюралюминия марки Д1А; ребра с выштампованными воротниками — из мягкого алюминия толщиной 0,2 мм. Шаг ребер в аппаратах, работающих при положительной температуре поверхности, выбирают от 2 до 4,5 мм. В аппаратах, рассчитанных на режимы с инееобразованием, шаг ребер достигает 10—15 мм.

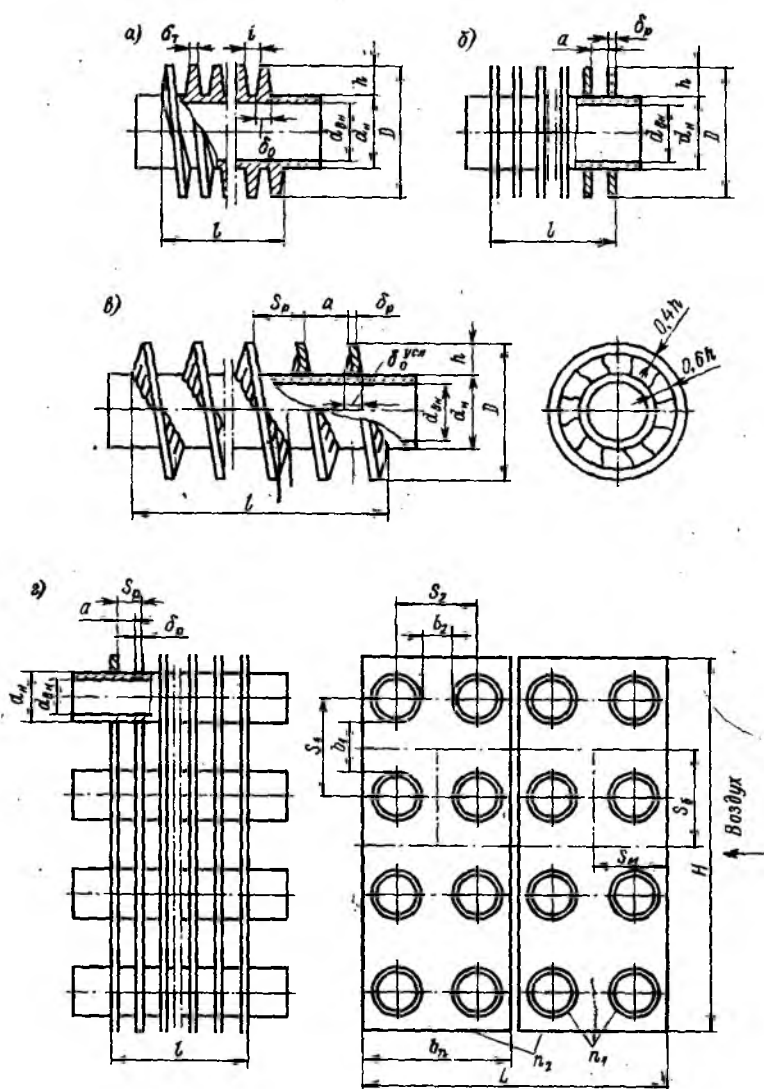


Рис. 6.1. Типы ребристых поверхностей: а — спирально-накатные ребра; б — отдельные насадные ребра; в — спирально-навивные ребра; г — пластинчатые ребра

Трубы воздухоохладителей с пластинчатым оребрением обычно медные с диаметром от $9 \times 0,5$ мм до 18×1 мм или стальные с диаметром $25 \times 2,5$ мм. Трубы судовых водяных воздухоохладителей, работающих на заборной воде, выполняются из мельхиора.

Для интенсификации теплообмена на наружной поверхности путем турбулизации воздуха все чаще применяют пластины, от-

штампованные с зигзагами или волнами, перпендикулярными к потоку воздуха (рис. 6.2). Удачным конструктивным решением этой проблемы являются пластинчатые ребра с просечками, предложенные ВНИИхолодмашем, в которых смещение просеченных участков пластины относительно ее поверхности периодически нарушает нарастающий пограничный слой [52].

Чрезвычайно важным при изготовлении пластинчатой ребристой поверхности является получение надежного теплового контакта между ребром и трубой. При использовании медных труб это достигается путем их принудительного расширения после насадки ребер. В отечественной практике большое распространение получил способ, при котором раздача труб производится путем протягивания через них шарика, диаметр которого на 0,5 мм больше внутреннего диаметра трубы. Такой способ дает хорошие результаты при достаточно толстых ребрах, изготовленных из твердого материала. Все чаще применяют тонкие алюминиевые ребра, в которых для увеличения площади соприкосновения с трубами при штамповке отбортовываются воротники. Эти воротники служат одновременно для фиксации шага ребер при их надевании на трубы. Увеличение диаметра труб при этом лучше производить гидравлическим способом: путем подачи внутрь труб масла под давлением 15,0—20,0 МПа. За последнее время у нас осваивается изготовление цельноалюминиевых пластинчатых поверхностей с антикоррозионным наружным покрытием (анодирование, лакопокрытие и т. д.).

Если применяют стальные трубки и ребра, то для улучшения контакта аппарат после сборки подвергают горячей оцинковке. Поверхности из медных труб и медных или латунных пластин после сборки обычно лудят.

Соединение труб в шланги осуществляется с помощью калачей на пайке. В ряде случаев соединение труб и калачей производят с помощью эпоксидной смолы или особых клеев, что снижает трудоемкость операций и позволяет применять алюминиевые трубы вместо медных. Чтобы уменьшить число соединений при образовании шлангов, применяют U-образные трубы.

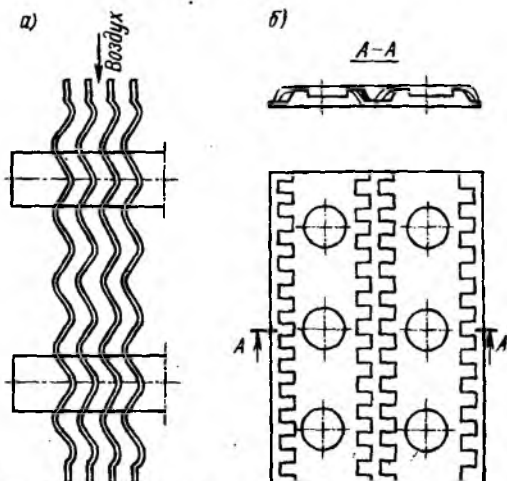


Рис. 6.2. Волнистые ребра (а) и ребра с просечками (б)

Спирально-навивные ребристые поверхности изготавливаются путем навивки стальной, алюминиевой или медной ленты на трубу с помощью приспособления, устанавливаемого на навивочном станке. Так как длина наружной кромки ребра значительно превышает его длину в основании, внутренняя часть навиваемой ленты предварительно должна гофрироваться. Спирально-навивные ребра применяются в широком диапазоне геометрических размеров.

В водяных воздухоохладителях центральных и местных кондиционеров конструкции НИИСантехники используется стальная труба диаметром 22×2 мм с оребрением из стальной ленты высотой 10 мм и толщиной 0,4 мм. Шаг ребер обычно равен 4 мм. После навивки ребер труба подвергается горячему цинкованию.

Для изготовления аммиачных и рассольных воздухоохладителей для крупных холодильников применяют оребренные стальные трубы диаметрами $57 \times 3,5$ (редко); 38×3 ($38 \times 2,25$) и $32 \times 2,25$ мм. Оребрение во всех случаях делается из стальной ленты толщиной 1 мм и высотой 30 мм. Для увеличения периода работы воздухоохладителя без оттаивания образующегося на нем инея шаг ребер первых рядов по направлению движения воздуха делается 30 мм, а остальных — 20 мм. Необходимо иметь в виду, что воздухоохладители с навивными ребрами более трудоемки при изготовлении и требуют большего расхода металла на 1 м^2 теплообменной поверхности, чем аппараты с пластинчатым оребрением. Так, например, по данным венгерских специалистов, затраты труда на изготовление 1 м^2 поверхности с навивными ребрами в 1,2—1,8 раза больше, чем для поверхности с пластинчатыми ребрами [26]. Эти обстоятельства объясняют то, что в последнее время поверхности с пластинчатым оребрением постепенно вытесняют поверхности с навивными ребрами.

Спирально-накатные ребристые поверхности выполняются путем выдавливания ребер из толстостенной медной или алюминиевой трубы. Путем накатки алюминиевых трубок с начальной толщиной стенки 5 мм получают поверхность с трапециевидными ребрами. Толщина трубы после накатки 2 мм. Существуют биметаллические трубы с накатными ребрами: трубы стальные, ребра алюминиевые. В табл. 6.2 приведены некоторые характеристики спирально-накатных поверхностей, изготавливаемых в Советском Союзе.

Поверхности с отдельными насадными ребрами применяются редко из-за большой трудоемкости их изготовления.

Геометрическими характеристиками воздухоохладителей с оребренной поверхностью являются площади: поверхности ребер F_p ; свободной от ребер наружной поверхности труб $F_{\text{мр}}$ и полной наружной теплообменной поверхности $F_{\text{оп}} = F_p + F_{\text{мр}}$, отнесенные к 1 м длины трубы, а также живое сечение ($f_{\text{жив}}$) аппарата. Ниже приводятся формулы для нахождения этих величин при различных видах оребрения.

Т а б л и ц а 6.2

Некоторые характеристики спирально-накатных поверхностей

Завод- изготовитель	Диаметр трубы, мм	Толщина ребра		Шаг ребер	Вы- сота ребра	Поверхность (м ²) на 1 м длины трубы		Коэффициент оре- бления β	Масса 1 м ² наруж- ной поверхности, кг
		торца	осно- вания						
		мм				внутрен- няя	наруж- ная		
Домоде- довский завод «Кон- дционер» Гипронеф- темаш	17,5×2	0,5	1,5	3,6	7,0	0,055	0,611	11,1	1,12
	28×2	0,6	1,1	3,5 3,0	10,5 14,0	0,066	0,79 1,29	12,0 19,6	3,34 2,54

Для пластинчатых ребер:

$$F_p = 2 \left(\frac{b_n H}{n_1} - 0,785 d_n^2 \right) \frac{1}{S_p};$$

$$F_{mp} = 3,14 d_n (1 - \delta_p / S_p);$$

$$f_{жив} = f_{фр} \frac{(S_1 - d_n) a}{S_1 S_p}.$$

Для накатных ребер:

$$F_p = 0,785 (D^2 - d_n^2) \frac{2}{S_p};$$

$$F_{mp} = 3,14 d_n (1 - \delta_n / S_p);$$

$$f_{жив} = f_{фр} \left(1 - \frac{d_n + 2h\delta_{ср} / S_p}{S_1} \right).$$

Для навивных ребер:

$$F_p = 0,785 [D^2 - (D - 0,8h)^2] \frac{2}{S_p} + 3,14 (d_n + 1,2h) \frac{1,2h}{S_p};$$

$$F_{mp} = 3,14 (d_n - D\delta_p / S_p);$$

$$f_{жив} = f_{фр} \left(1 - \frac{d_n + 4,4\delta_p / S_p}{S_1} \right).$$

Здесь n_1 — число труб, охватываемых одной пластиной; d_n — наружный диаметр трубы; $f_{фр}$ — фронтальное сечение аппарата; $\delta_{ср}$ — средняя толщина накатного ребра. Остальные обозначения ясны из рис. 6.1.

Для поверхностей со спирально-навивными и спирально-накатными ребрами коэффициент оребрения $\beta = 6 \div 12$; для поверхностей с пластинчатыми ребрами $\beta = 10 \div 25$. Вид оребрения

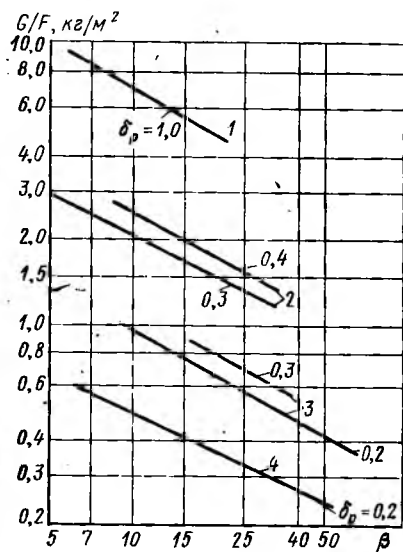
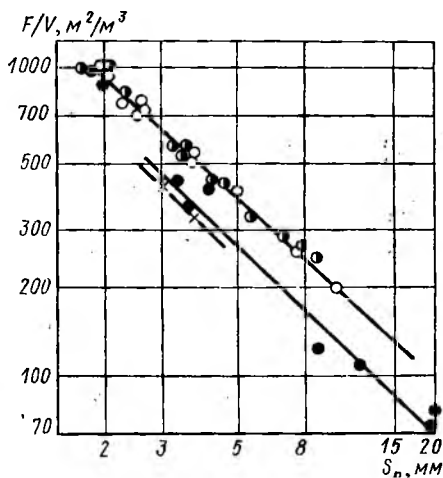


Рис. 6.3. Компактность различных оребренных поверхностей в зависимости от шага ребер:

○ — с пластинчатыми алюминиевыми ребрами; ● — с пластинчатыми латунными ребрами; ● — со спирально-навивными ребрами; X — со спирально-накатными ребрами

Рис. 6.4. Масса 1 м³ различных оребренных поверхностей в зависимости от коэффициента оребрения и толщина ребер (δ_p , мм):

1 — спирально-навивные стальные ребра и стальная труба; 2 — пластинчатые латунные ребра и медная труба; 3 — пластинчатые алюминиевые ребра и медная труба; 4 — пластинчатые алюминиевые ребра и алюминиевая труба

и его геометрические характеристики существенно влияют на компактность и массу воздухоохладителя. На рис. 6.3 и 6.4 представлены данные А. А. Гоголина о компактности и массе различных оребренных поверхностей. По сравнению с накатными и навивными ребрами пластинчатые ребристые поверхности обладают большей компактностью. Наиболее компактны пластинчатые аппараты с тонкими ребрами ($\delta_p = 0,2$ мм) и шагом ребер $S_p = 1,8 \div 2,0$ мм.

Для производственных воздухоохладителей, работающих в условиях инееобразования, шаг ребер увеличивают до 5 мм для воздухоохладителей с автоматическим оттаиванием через каждые 2—2,5 ч и до 17,5 мм для воздухоохладителей с более редким [26]. На основании отечественных и зарубежных исследований, посвященных определению оптимальных условий работы воздухоохладителя, рекомендуется осуществлять оттаивание тогда, когда производительность аппарата из-за образования инея снижается приблизительно на 20 % [55].

Рис. 6.4 показывает, что переход от латунных ребер к алюминиевым позволяет снизить массу аппарата в 1,5—2 раза при той же толщине ребер. Облегчения воздухоохладителей можно также

добиться путем перехода к более тонким ребрам. Наибольшей массой на 1 м³ поверхности обладают стальные трубы с навивными ребрами толщиной 1 мм, наименьшей — пластинчатые ребристые поверхности с алюминиевыми тонкими ребрами и трубами.

В табл. 6.3 приведены технические характеристики различных ребристых поверхностей, применяемых в воздухоохладителях. Данные этой таблицы могут рассматриваться в качестве приближенных рекомендаций, позволяющих ориентироваться на начальной стадии проектирования аппарата. Характеристики трубчато-ребристых поверхностей, применяемых в некоторых конкретных типах ВО, приведены в работе [26].

Конструктивные и аэродинамические характеристики воздухоохладителей. Современные поверхностные воздухоохладители в большинстве случаев выполняются в виде пучка круглых оребренных труб, заключенного в металлический кожух. Циркуляция воздуха через воздухоохладитель осуществляется с помощью вентиляторов: осевых — в том случае, когда аэродинамическое

Таблица 6.3

Техническая характеристика некоторых типовых ребристых поверхностей [66]

Воздухоохладители и батареи	Вид оребрения	Материал трубок (ребер)	Диаметр и толщина стенки труб, мм	Размеры ребер, мм			Коэффициент оребрения β	P , м ² /м ³	G , кг/м ³
				Шаг	Толщина	Высота			
Воздухоохладители бытовых автономных кондиционеров То же	Пластинчатое	Алюминий (алюминий)	10×1	2	0,2	8	25	950	0,35
	То же	Медь (алюминий)	10×0,8	2	0,2	8	25	950	0,6
Воздухоохладители центральных кондиционеров Воздухоохладители холодильных камер ВОП ВО (фреоновые) Батареи холодильных камер	Навивное	Сталь (сталь)	22×2	4	0,4	10	10,0	270	3,15
	Пластинчатое	Сталь (сталь)	25×2,0	7,5; 15	0,3	21,5	17,7; 9,4	260; 135	1,7; 2,1
	То же	Медь (алюминий)	16×1,0 38×2,5	7,5; 15 20; 30	0,4 0,8	12 45	10; 5,6 11,6; 7,9	275; 150 105; 72	1,41; 2,15 4,5; 5,1

сопротивление воздухоохладителя мало, и центробежных — в случае необходимости преодолевать значительное аэродинамическое сопротивление, создаваемое не только оребренным пучком, но и жалюзи, фильтрами, воздуховодами и т. д. При подборе вентилятора для воздухоохладителя существенное влияние на решение часто оказывает то обстоятельство, что осевые вентиляторы, несмотря на свою малую мощность, имеют такие неоспоримые преимущества, как малозумность и сравнительно легкое регулирование (например, поворотом лопаток).

Необходимо иметь в виду, что стремление увеличить скорость воздуха в живом сечении воздухоохладителя для улучшения наружного теплообмена может привести к такому увеличению мощности вентилятора, когда тепловой эквивалент его работы станет соизмеримым с тепловой нагрузкой, воспринимаемой воздухоохладителем. Вероятность этого возрастает с понижением температуры обрабатываемого воздуха и соответственно увеличением его плотности. В первом приближении можно считать, что мощность электродвигателей вентиляторов составляет 10—20 Вт на 1 м^2 теплообменной поверхности.

По данным работы [26], скорость воздуха в живом сечении аппарата (без инея) в среднем принимают равной 3—5 м/с. Выпадение инея на теплообменной поверхности уменьшает живое сечение аппарата и ведет к увеличению аэродинамического сопротивления. При выпадении влаги в виде росы это сопротивление также возрастает по мере увеличения интенсивности выпадения влаги g_w , но начиная со значений g_w , близких к $0,15 \cdot 10^{-3} \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, рост аэродинамического сопротивления прекращается. Кроме того, увеличение скорости воздуха может привести к срыву и уносу образующихся капель конденсата, что требует установки после воздухоохладителя специальных сепараторов для их улавливания. Срыв и унос капель обычно начинается в том случае, когда значения массовой скорости превосходят $5\text{—}6 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ для пластинчатых ребер и $4 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ — для круглых. При массовой скорости $8\text{—}10 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ большая часть влаги уносится воздухом [55].

Число рядов труб в воздухоохладителе по ходу воздуха обычно лежит в пределах 4—12, в аммиачных вертикальных аппаратах достигает 18, в горизонтальных — 26—28. Во фреоновых воздухоохладителях обычно используются медные трубы диаметрами 10×1 ($10 \times 0,5$); 12×1 ($12 \times 0,8$); 15×1 ($15 \times 0,8$); $16 \times 0,8$ и $18 \times 1,5$ (18×1) мм, в аммиачных и рассольных — стальные трубы диаметром $22 \times 1,2$; 24×2 ; $25 \times 2,5$; $30 \times 2,5$; 38×3 мм.

Диаметр труб рекомендуется выбирать в зависимости от холодопроизводительности аппарата. Так, например, для фреоновых воздухоохладителей при Q_0 до 5 кВт рекомендуется применять медные трубы диаметром 10 мм, при $Q_0 = 5\text{—}10$ кВт — трубы диаметром 12 мм и при $Q_0 > 10$ кВт — диаметром 15—18 мм.

Длина одного змеевика (т. е. трубы от жидкостного до парового коллектора) может быть различной, оставаясь обычно в пре-

Таблица 6.4

Рекомендуемые скорости фреона и длины змеевиков
в воздухоохладителях

$q_{\text{вн}}$, Вт/м ²	Оптимальные массовые скорости w_p , кг/(м ² ·с)		Оптимальное отношение $l_{\text{зм}}/d_{\text{вн}}$	
	R22	R12	R22	R12
1 000	75—100	70—85	3700—5000	2400—3100
2 000	85—120	80—100	2100—2900	1500—2000
5 000	100—160	100—140	900—1500	800—1100
10 000	120—190	110—170	600—900	400—700

делах от 5 до 15 м. В крупных аммиачных и рассольных воздухоохладителях длина змеевика достигает 20—25 м. Максимальная длина змеевика для фреоновых воздухоохладителей непосредственного охлаждения может быть определена из условия, согласно которому не рекомендуется допускать понижения температуры кипения фреона по длине змеевика более чем на 4—5 °С. Это соответствует перепаду давления в нем при кипении R12 примерно 0,05 МПа, а при кипении R22 — примерно 0,08 МПа. Падение давления зависит от массовой скорости фреона и плотности теплового потока. Исходя из упомянутых требований, авторы [26] рекомендуют массовые скорости фреона в трубках воздухоохладителей, приведенные в табл. 6.4. Данные, положенные в основу этой таблицы, получены из опытов с малыми воздухоохладителями, имеющими в среднем калач на 0,5 м прямой трубы. В крупных воздухоохладителях, в которых калач приходится на 1,5 м прямой трубы, данные таблицы надо увеличивать на 40—50 %.

Максимально допустимая длина змеевика связана с оптимальной скоростью уравнением

$$l_{\text{зм}} = r d_{\text{вн}} w_p / (4 n_{\text{ц}} q_{\text{вн}}), \quad (6.1)$$

где r — теплота парообразования фреона, Дж/кг; $d_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр трубы, м; $n_{\text{ц}}$ — кратность циркуляции, т. е. отношение количества циркулирующего фреона к количеству выкипающего, $n_{\text{ц}} = 1/(x_2 - x_1)$; x_1 и x_2 — паросодержание фреона на входе и выходе из змеевика; $q_{\text{вн}}$ — удельный тепловой поток, отнесенный к внутренней поверхности трубы, Вт/м².

В табл. 6.4 приведены также отношения $l_{\text{зм}}/d_{\text{вн}}$, соответствующие уравнению (6.1).

Для равномерной раздачи жидкого холодильного агента в змеевики воздухоохладителя устанавливаются специальные распределители различных типов. В одном из них используется центробежная сила жидкости, поступающей из регулирующего вентиля. Под действием этой силы жидкость равномерно запол-

Таблица 6.5

Рекомендуемые значения шага труб

d, мм	S ₁ , мм (β ~ 12)		S ₂ , мм (β ~ 25)		
	при S _p , мм		при S _p , мм		
	5	10	2	5	10
10	25	38	25	38	50
12	30	45	30	45	60
15	38	50	38	50	70

няет трубы, отходящие от головки распределителя. В другом типе распределителя холодильный агент после неполного дросселирования в регулирующем вентиле пропускается через сопло. В нем развивается значительная скорость, пар хорошо перемешивается с жидкостью, и смесь равномерно расходуется в трубы.

Шаг труб рекомендуется принимать исходя из необходимого коэффициента оребрения

β и коэффициента эффективности ребра E_p. В воздухоохладителях, преследующих целью хорошее осушение воздуха, коэффициент оребрения должен приниматься не более 10—12, а коэффициент эффективности ребра E_p ≥ 0,85. В аппаратах, в которых интенсивное осушение воздуха нежелательно, коэффициент оребрения должен приниматься равным 20—25, а коэффициент эффективности E_p = 0,5 ÷ 0,6. Для получения таких коэффициентов оребрения рекомендуется применять семь стандартных шагов труб, определяющих размеры калачей: S₁ = 25; 30; 38; 45; 50; 60; 70 мм.

В табл. 6.5 приведены различные сочетания шага труб S₁, шага ребер S_p и диаметра труб, обеспечивающие получение двух значений коэффициента оребрения β = 12 и β = 25 (либо близких к ним).

Точные значения коэффициента оребрения в аппаратах с пластинчатым оребрением можно определять по формуле

$$\beta = \frac{2(S_1 S_2 - 0,785 d_n^2) / S_p + \pi d_n (1 - \delta_p / S_p)}{\pi d_{\text{вн}}} \quad (6.2)$$

При коридорном расположении труб целесообразно принимать шаг труб по фронту S₁ равным шагу труб по ходу воздуха S₂. При шахматном расположении часто принимают S₂ = 0,866 S₁. Глубина охлаждения воздуха в камерных воздухоохладителях достигает 4 °C, в канальных — несколько превышает это значение. Разность между температурой воздуха в камере и температурой кипения холодильного агента принимается 7—10 °C (для фруктохранилищ 5—6 °C). Плотность теплового потока, отнесенная к наружной поверхности для воздухоохладителей с непосредственным кипением холодильного агента в трубах, обычно лежит в пределах 90—140 Вт/м². Оттаивание воздухоохладителей осуществляется тремя основными способами или их комбинацией: горячими парами холодильного агента, орошением водой, электронагревателями (ТЭНами). Мощность электронагревателей, служащих для оттаивания, может колебаться от 100 до 200 Вт на

Воздухоохладители ВО, НВО и ПВО

Марка	Площадь поверхности охлаждения F_n , m^2	Холодопроизводительность Q_0 при $t_m = 7^\circ C$, кВт	Габаритные размеры, м			Расход воздуха, $m^3/ч$	Число вентиляторов, шт.	Установочная мощность вентилятора, кВт	Масса, кг
			Длина	Ширина	Высота				
ВО-80	80,5	7,3	1,25	1,02	0,972	7 200	1	2,2	370
ВО-100	100,2	9,3	1,25	1,22	0,972	8 000	1	2,2	400
ВО-125	125,6	11,4	1,25	1,47	0,972	9 000	1	2,2	450
ВО-160	160,8	14,8	1,25	1,82	0,972	14 400	2	4,4	615
ВО-200	200,3	18,5	1,25	2,22	0,972	16 000	2	4,4	700
НВО-80	80,2	8,8	0,96	2,10	0,818	8 000	2	0,6	368
НВО-100	101,2	12,4	1,09	2,10	0,824	10 000	2	0,6	411
НВО-125	120,3	16,2	1,09	2,10	0,824	12 500	2	0,6	470
НВО-160	172,0	21,0	1,15	2,90	0,858	16 000	2	4,4	664
НВО-200	202,0	28,6	1,31	2,90	0,862	20 000	2	1,1	741
ПВО-100	101,3	10,0	1,38	1,64	2,240	10 000	1	2,2	510
ПВО-160	162,4	15,6	1,38	2,17	2,240	16 000	2	4,4	744
ПВО-250	253,3	24,5	1,64	2,17	2,240	25 000	2	4,4	862

1 m^2 теплообменной поверхности, а для оттаивания поддона — от 10 до 40 Вт.

ВНИИхолодмаш разработал градацию воздухоохладителей для камер типа ВО, работающих на R12 и R22 (рис. 6.5), а также типа НВО (подвесные) и ПВО (постаментные), работающих на аммиаке (рис. 6.6) [26]. Их технические характеристики приведены в табл. 6.6. В аммиачных воздухоохладителях этой градации теплообменная поверхность образована стальными бесшовными трубами диаметром $22 \times 1,2$ и стальными пластинчатыми ребрами размерами $130 \times 130 \times 0,3$ мм. Каждое ребро охватывает сразу четыре трубы, расположенные коридорно с шагом $S_1 = S_2 = 65$ мм.

Шаг ребер на первых по ходу воздуха рядах труб 15 мм, а на последующих — 7,5 мм. Теплообменная поверхность оцинковывается. Фреоновые воздухоохладители выполнены из медных труб диаметром $16 \times 0,8$ мм и пластинчатых алюминиевых ребер толщиной 0,4 мм размерами 80×40 , 80×74 и 80×154 мм, насаженных сразу на две, четыре или восемь труб, расположенных коридорно с шагом $S_1 = S_2 = 40$ мм.

Удельная металлоемкость воздухоохладителей ПВО и НВО 4—5 $кг/m^2$. Все воздухоохладители этой градации снабжены осевыми вентиляторами типа К-109-19Пр, имеющими крутую напорно-расходную характеристику, что позволяет поддерживать расход воздуха относительно постоянным при образовании инея и повышении аэродинамического сопротивления.

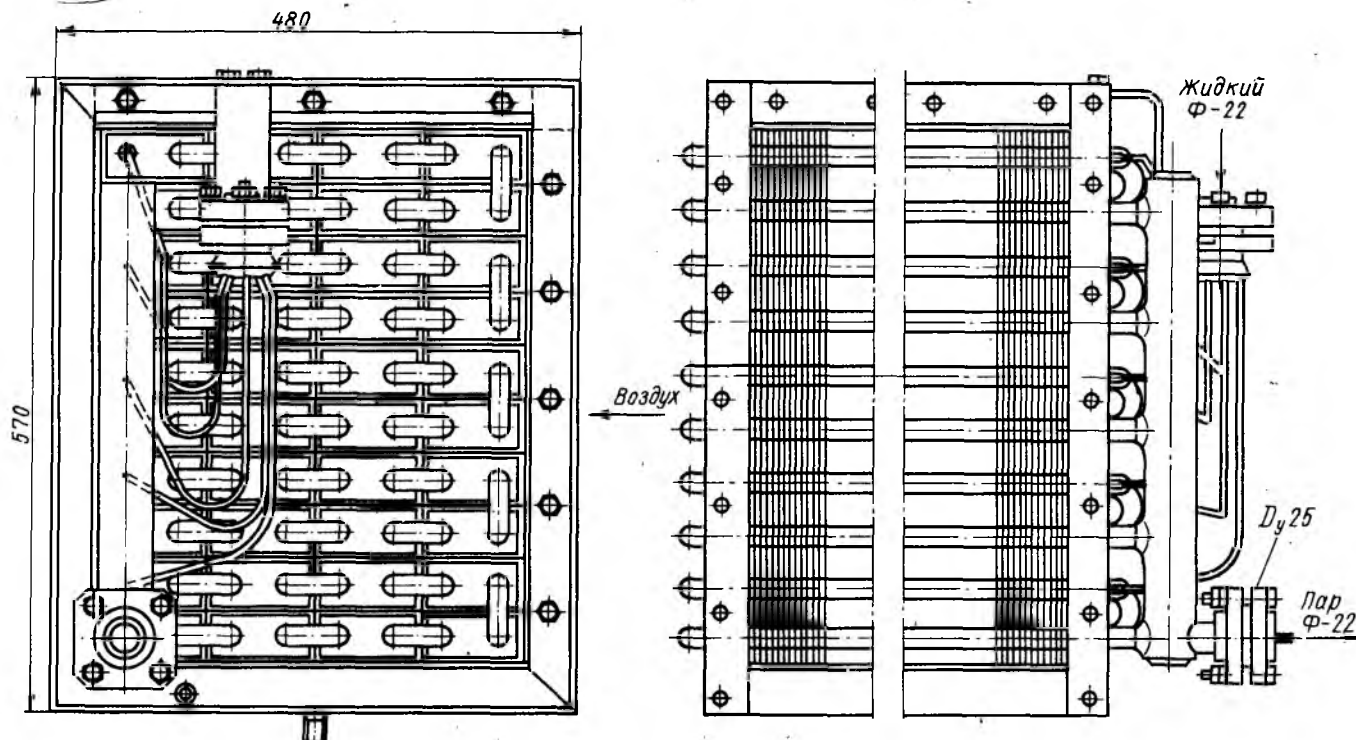


Рис. 6.5 Воздухоохладитель типа ВО

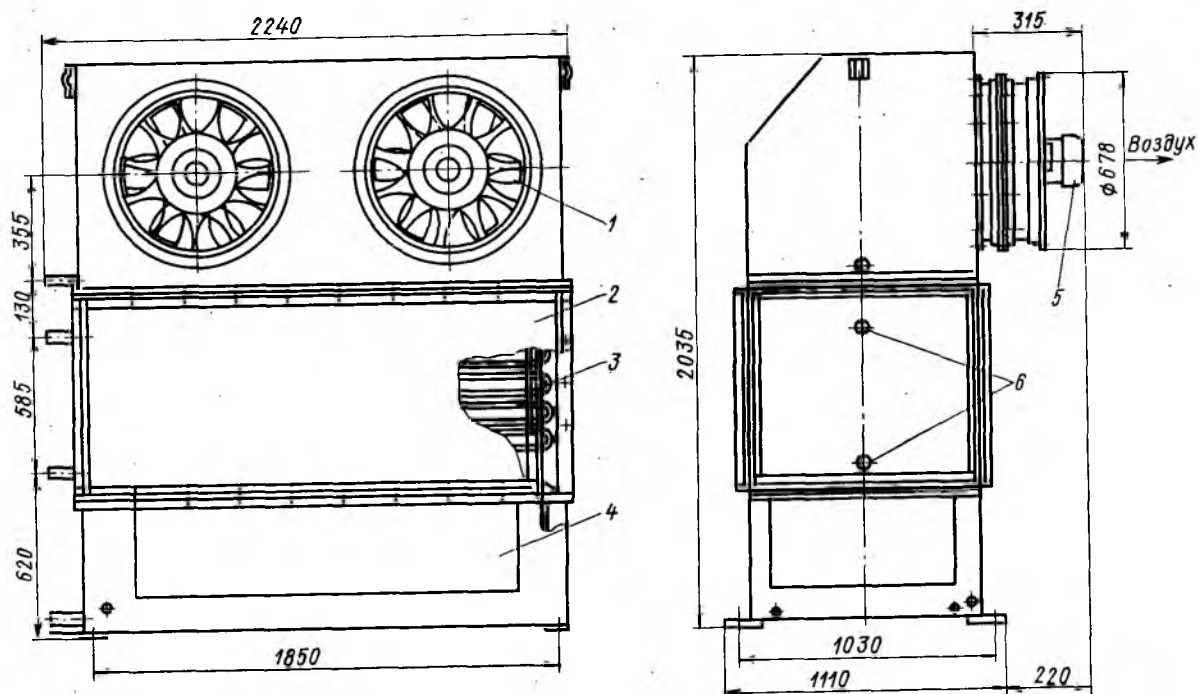


Рис. 6.6. Постаментный аммиачный воздухоохладитель ПВО-250:

1 — осевой вентилятор; 2 — кожух испарителя; 3 — испаритель; 4 — окно для подвода воздуха; 5 — электродвигатель вентилятора; 6 — патрубки для подачи и отвода аммиака

Технические характеристики воздухоохладителей
типа ВОП и ВОГ

Марка	$F_{\text{н.г.}}$	Q_0 при $t_{\text{п}} = 10^\circ\text{C}$, Вт	$S_{\text{р.}}$ мм	Диаметр колеса вентилятора, мм	Мощность вентилятора (кВт) при частоте вращения, об/мин		Расход воздуха (м³/ч) при частоте вращения, об/мин		Мощность электронагревателей, кВт	Масса, кг
					1000	1500	1000	1500		
ВОП-50	50	5,8	13,4	400	0,4	0,6	2400	3 400	8,68	340
ВОП-75	75	8,7	8,6	400	0,4	0,6	2400	3 400	8,68	380
ВОП-100	100	11,6	17,5	600	1,1	1,5	4960	7 450	12,00	821
ВОП-150	150	17,5	11,3	600	1,1	1,5	4960	7 450	12,00	888
ВОГ-230	230	23,0	17,5; 13,4	800	—	4,0	—	16 900	24,90	1426

Во ВНИКТИХолодпроме разработаны воздухоохладители с пластинчатым оребрением типа ВОП и ВОГ (рис. 6.7, 6.8) [26]. Технические характеристики этих воздухоохладителей приведены в табл. 6.7. Воздухоохладители ВОП-100 и ВОП-150 состоят из трех частей, соединенных между собой и смонтированных на двух общих швеллерных балках, за которые аппарат подвешивается к потолку камеры. В средней части размещены два вентилятора, а в двух крайних — оребренные батареи из четырех секций каждая. Воздухоохладители типа ВОП снабжены осевыми вентиляторами серии МЦ (в ВОП-50 и ВОП-75 оси вентиляторов горизонтальны, в ВОП-100 и ВОП-150 — вертикальны), а воздухоохладители ВОГ-230 — вентиляторами ЦАГИ-УК-2М. Воздухоохладители ВОГ-230, предназначенные для камер охлаждения и замораживания мяса и размещаемые под потолком над подвесными путями, komponуются из тех же секций, что и аппараты типа ВОП.

Шаг оребрения на трубах аппарата ВОГ-230 (см. рис. 6.8) переменный по ходу воздуха (17,5 и 13,4 мм), в аппаратах ВОП он зависит от типоразмера воздухоохладителя. В аппаратах ВОП и ВОГ используется стальная труба диаметром 25×2,5 мм. Стальные ребра размером 460×460×0,4 мм насаживаются сразу на 12 труб (два ряда по шесть труб). Расположение труб — коридорное. К числу аппаратов, изготавливаемых из труб с навивными ребрами, относятся следующие воздухоохладители, производимые различными монтажными организациями: НВОЛ-I — подвесные, для камер хранения охлажденных или замороженных продуктов; НВОЛ-II — подвесные, для камер охлаждения или замораживания продуктов; ПВОЛ — постаментные для камер хранения охлажденных или замороженных продуктов. Градация названных воздухоохладителей приведена в табл. 6.8, а характеристика их теплообменной поверхности — в табл. 6.9.

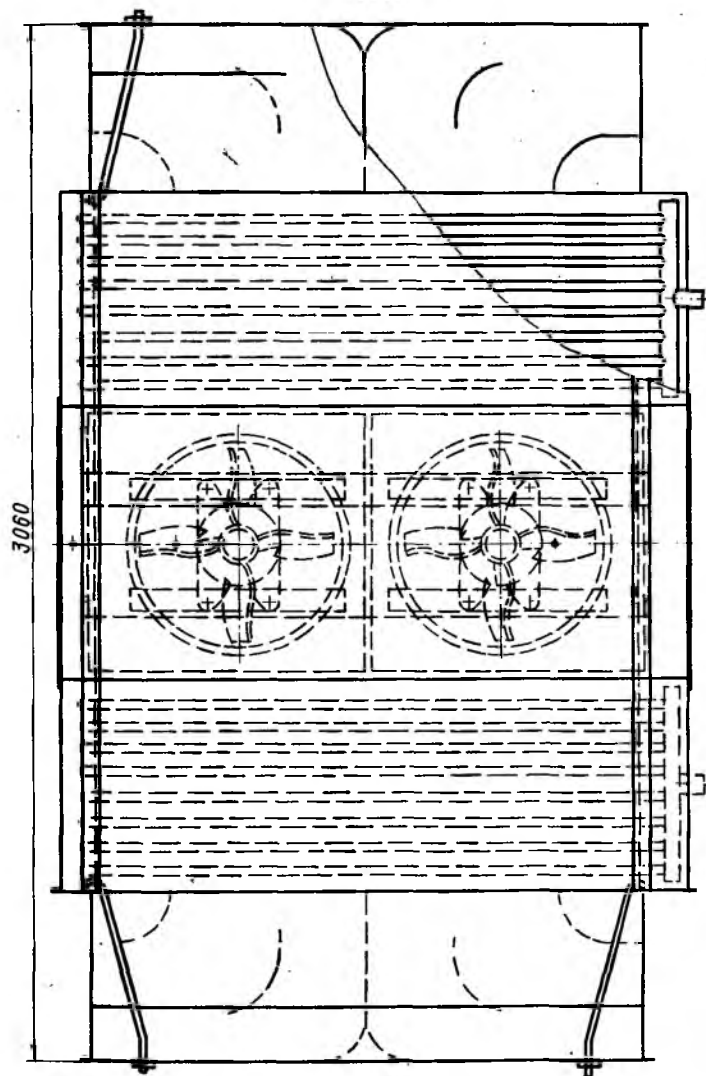
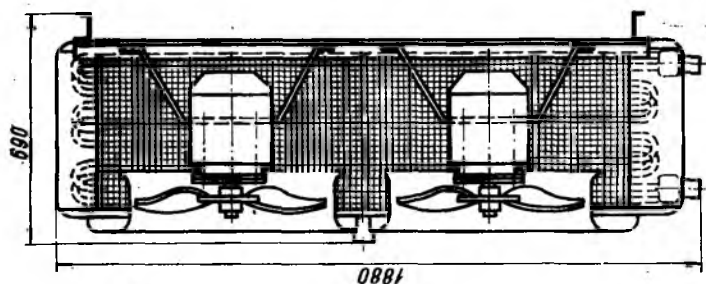


Рис. 6.7. Подвесной воздухоохладитель ВОП-100 (ВОП-150)

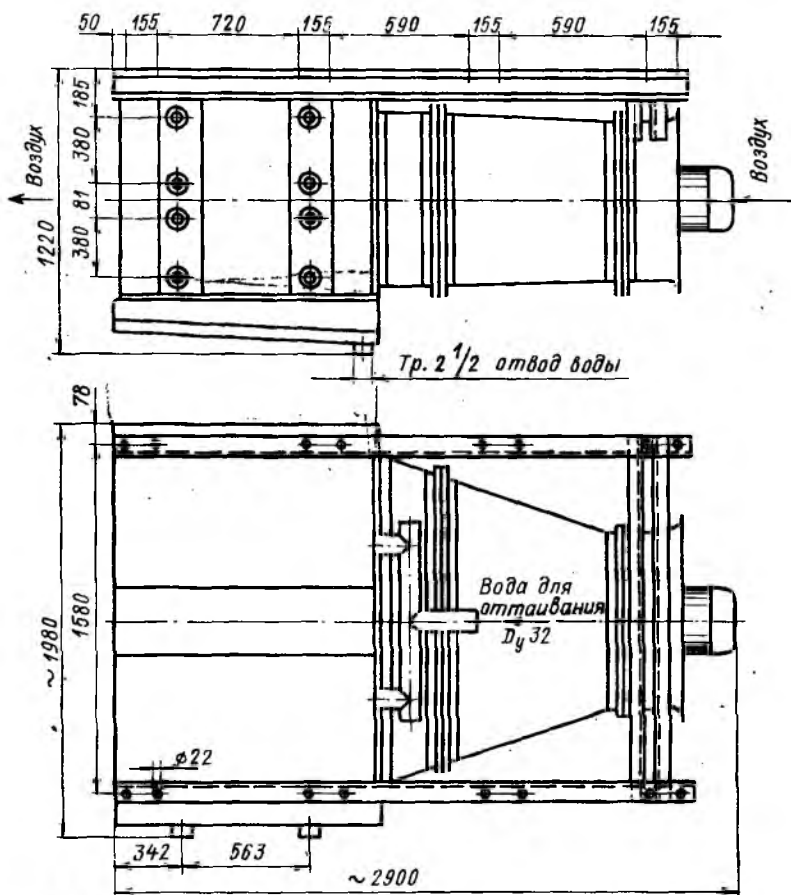


Рис. 6.8. Воздухоохладитель ВОН-230

По проектам Гипрохолода выпускаются также воздухоохладители с навивным спиральным оребрением, подвесной ВН-75 и постаментные ВП-150, ВП-200 и ВП-600. Их характеристики приведены в табл. 6.10 [26]. Для замены воздухоохладителей с навивными ребрами аппаратами с пластинчатым оребрением ГИПРОХолод разработал напольные воздухоохладители ВОН-100 и ВОН-150. Их технические характеристики представлены в табл. 6.11. Конструктивно эти воздухоохладители имеют одинаковое компоновочное решение и различаются лишь шагом и числом ребер батарей. Аппараты комплектуются центробежным вентилятором Ц4-70 № 6,3, просасывающим охлажденный воздух, поддоном для сбора талой воды и электрообогревателями для размораживания снеговой шубы.

Для обработки воздуха в судовых системах кондиционирования выпускаются воздухоохладители в соответствии с отраслевым стандартом ОСТ 5.5145—74. Эти аппараты используются как

Таблица 6.8

Градации воздухоохладителей

Марка	$F_{\text{ж}}, \text{м}^2$	Расход воздуха			
		для камер хранения		для камер замораживания	
		кг/с	м³/ч	кг/с	м³/ч
НВОЛ-50	50	1,77	5 000	2,48	7 000
НВОЛ-80	80	2,83	8 000	3,96	11 200
НВОЛ-100	100	3,54	10 000	4,95	14 000
НВОЛ-125	125	4,42	12 500	6,19	17 500
НВОЛ-160	160	5,66	16 000	7,92	22 400
НВОЛ-200	200	7,08	20 000	9,90	28 000
НВОЛ-250	250	8,85	25 000	12,37	35 000
ПВОЛ-100	100	3,54	10 000	—	—
ПВОЛ-160	160	5,66	16 000	—	—
ПВОЛ-250	250	8,85	25 000	—	—

Таблица 6.9

Характеристика теплообменной поверхности воздухоохладителей типа НВОЛ и ПВОЛ

Марка	Размеры трубы $d_n \times \delta, \text{мм}$	Размеры ленты $B \times \delta, \text{мм}$	$S_p, \text{мм}$	Шаг труб $S, \text{мм}$	Площадь поверхности 1 м трубы, $\text{м}^2/\text{м}$	Кoeffи- циент оребрения
НВОЛ-1	25×2,5	20×0,6	10	75	0,7315	11,64
НВОЛ-11	25×2,5	20×0,6	16	75	0,4965	7,9
ПВОЛ	38×3	30×0,8	13,3	114	1,080	10,74

Таблица 6.10

Технические характеристики воздухоохладителей со спирально-навивным оребрением

Марка	$F_{\text{ж}}, \text{м}^2$	Q_0 при $\theta_{\text{ж}} = 10^\circ \text{C}, \text{кВт}$	$S_p, \text{мм}$	Расход воздуха, кг/с	Мощность вентиляторов, кВт	Тип вентилятора	Число вентиляторов	Метод оттаивания	Масса, кг
ВН-75	75	8,7	16	1,06	0,6	ОВ-320	2	Горячими парами аммиака	1400
ВП-150	150	17,4	13,3	2,65	2,2	Ц4-70	1	То же	2500
ВП-200	200	23,4	13,3	4,95	3,0	Ц4-70	1	»	3200
ВП-600	600	70,0	20; 30	25,46	4,0	ОВ-320	4	Орошение водой	8850

Технические характеристики воздухоохладителей типа ВОН

Марка	$F_n, \text{ м}^2$	$\theta_m = \frac{Q_0}{10^\circ\text{C}}, \text{ кВт}$	$S_p, \text{ мм}$	Масса, кг
ВОН-100	100	11,6	19	1100
ВОН-150	150	17,4	12	1170

Примечание. Габаритные размеры 2810×1955×1600 мм; диаметр труб 25×2,5 мм; оребрение пластинчатое из стальной ленты шириной 140 мм, $\delta = 0,3$ мм; расход воздуха 2,78 м³/с; напор воздуха 400 Па; мощность нагревателей для оттаивания 13,44 кВт.

в составе центральных кондиционеров (ОВФК), так и самостоятельно в качестве магистральных воздухоохладителей (ОВФМ). Аппараты представляют собой батарею из унифицированных секций, собранных из медных труб диаметром 12×1 мм и прямоугольных медных ребер толщиной 0,25 мм. Штампованные ребра с воротничками насаживаются сразу на шесть или десять труб. Для лучшего теплового контакта секции в сборе лудят припоем ПОССу 40-2. Шаг ребер 2,8 мм; коэффициент оребрения 13,4. Шаг труб по глубине 26 мм, по высоте 30 мм; число рядов по глубине 16 и длина по ходу воздуха 416 мм (для всех воздухоохладителей); число рядов труб по высоте меняется от 14 до 31. Воздухоохладители комплектуются терморегулирующим вентилем ТРВ, фильтром, распределителем холодильного агента и сборным коллектором. В табл. 6.12 приведены характеристики воздухоохладителей ОВФК и ОВФМ.

В соответствии с планом СЭВ координации выпуска продукции машиностроения ВНР поставляет в СССР в числе различного оборудования воздухоохладители типа ВОП, выпускаемые по технической документации СССР, и ряд аппаратов моделей Х и МХ. Они изготавливаются из секционированных в батарее труб с пластинчатыми прямоугольными ребрами. Обшивка корпуса выполнена из листового алюминия. Технические характеристики воздухоохладителей Х и МХ приведены в работе [55]. Воздухоохладители с пластинчатым оребрением для предприятий торговли и судовых холодильных камер имеют холодопроизводительность не выше 2,3 кВт. Градация предусматривает два типа воздухоохладителей: 1) без электронагревателей (2ВО7; 2ВО9; 2ВО14; 2ВО20 — для камер с температурой воздуха 2—5 °С); 2) с электронагревателями (2ВО7-1; 2ВО9-1; 2ВО14-1; 2ВО20-1 — для камер с температурой 0—5 °С). Технические характеристики воздухоохладителей типа 2ВО приведены в табл. 6.13.

Каждый воздухоохладитель состоит из батареи непосредственного испарения, осевого вентилятора с электродвигателем, распределителя, электронагревателей (для аппаратов с индексом 1), поддона, крышки и деталей крепления. Батарея — трехсекцион-

Основные характеристики судовых воздухоохладителей

Марка	$F_{\text{в}}, \text{ м}^2$	$Q_{\text{в}}, \text{ кВт}$	Расход воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$	Хлад-агент	Тип ТРВ	Фронтальное сечение, мм X мм	Масса, кг
ОВФМ10 ОВФМ10-1	32,5	21,65 22,45	0,278	R12 R22	12ТРВ-25-ОМ5 22ТРВ-25-ОМ5	290×460	155
ОВФК16; ОВФМ16; ОВФК16-1; ОВФМ16-1	53	35,60 37,20	0,445	R12 R22	12ТРВ-40-ОМ5 22ТРВ-40-ОМ5	350×600	230 170
ОВФМ25; ОВФК25; ОВФМ25-1; ОВФК25-1	77,5	55,50 58,10	0,695	R12 R22	12ТРВ-63-ОМ5 22ТРВ-63-ОМ5	420×705	310 240
ОВФМ40; ОВФК40; ОВФМ40-1; ОВФК40-1	140	88,90 93,00	1,11	R12 R22	12ТРВ-63-ОМ5 (2 шт.) 22ТРВ-63-ОМ5 (2 шт.)	630×830	440 365
ОВФМ63; ОВФК63; ОВФМ63-1; ОВФК63-1	185	140,00 146,20	1,75	R12 R22	12ТРВ-100-ОМ5 (2 шт.) 22ТРВ-100-ОМ5 (2 шт.)	710×950	570 480

Примечание. При поставке воздухоохладителей с корпусом, снабженным теплоизоляционными панелями, марке дается дополнительный индекс П, например ОВФКП16-1.

Технические показатели воздухоохладителей с пластинчатым оребрением типа 2ВО

Марка	$F_n, м^2$	Q_0 при $\theta_m = 10^\circ C$, кВт	Габаритные размеры, мм	Суммарная производительность по воздуху, $м^3/с$	Число вентиляторов, шт.	Суммарная мощность электродвигателей вентиляторов, Вт	Число нагревателей, шт.	Мощность электронагревателей, кВт	Масса, кг
2ВО7	6,5	0,8	465×555×445	0,28	1	50	9	2,25	24
2ВО7-1	6,5	0,8	465×555×525						
2ВО9	9,6	1,2	465×630×445						
2ВО9-1	9,6	1,2	465×630×525						
2ВО14	13,6	1,6	465×555×765	0,53	2	100	9	4,5	41
2ВО14-1	13,6	1,6	465×555×916						
2ВО20	20,0	2,3	465×630×765						
2ВО20-1	20,0	2,3	465×630×916						
							12	6	54

ная. Секции расположены по вертикали, что обеспечивает равномерную нагрузку на каждую из них. Секция собирается из медных труб 12×1 мм, расположенных в шахматном порядке, и алюминиевых ребер. Шаг труб $S_1 = 45$ мм, $S_2 = 39$ мм. Ребра — пластинчатые прямоугольные, общие для одной секции. На двух вертикальных рядах труб, первых по ходу воздуха, шаг ребер 10 мм, с третьего ряда и далее — 5 мм. В воздухоохладителях применены вентиляторы типа К-95, приводом для них служит трехфазный асинхронный электродвигатель АОЛОН-4.

Помимо названных выше нескольких градаций воздухоохладителей, предназначенных для охлаждения воздуха в камерах холодильников, аппараты с пластинчатым оребрением широко используются в различных установках и прежде всего в автономных установках кондиционирования воздуха и в низкотемпературных термокамерах. На рис. 6.9 показан автономный низкотемпературный воздухоохладитель АВН-25, предназначенный для использования в термокамерах.

Зарубежные фирмы, выпускающие холодильное оборудование, используют в воздухоохладителях главным образом трубчато-пластинчатые поверхности. Анализ основных тенденций в конструировании воздухоохладителей зарубежными фирмами выполнен в работе [26].

При изготовлении, например, аммиачных воздухоохладителей

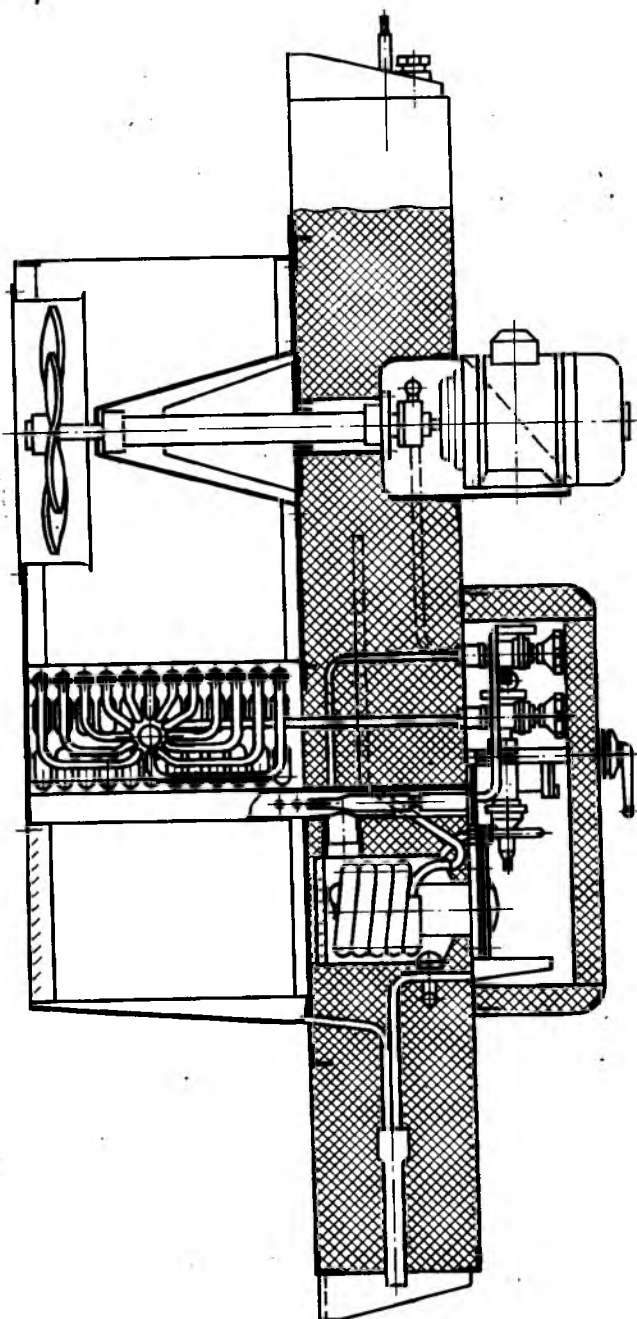


Рис. 6.9. Агрегат-воздухоохладитель (АВН-25) низкотемпературной камеры

телей зарубежные фирмы обычно используют стальные трубы диаметром 20—25 мм и стальные пластинчатые ребра толщиной 0,4—0,5 мм; шаг ребер при наличии инееобразования принимают равным от 4 до 18 мм (чаще 6—10 мм). Во фреоновых воздухоохладителях толщина стенок медных труб уменьшается до 0,7—0,8 мм, а в отдельных случаях — до 0,45 мм. Помимо уменьшения расхода металла и улучшения процесса теплопередачи это позволяет улучшить тепловой контакт между ребром и трубой при раздаче последней. Ребра выполняются из алюминия и имеют толщину 0,2—0,3 мм. Для усиления турбулизации потока воздуха на ребрах штампуются просечки, выпуклости, гофры и т. п. Основные характеристики воздухоохладителей, изготавливаемых зарубежными фирмами, таковы: плотность теплового потока (удельный теплосъем) 106—410 Вт/м² (преобладающие значения 150—200 Вт/м²); удельная масса 0,7—7,4 кг/м² (преобладающие значения 1,8—3,0 кг/м²); компактность 24—125 м²/м³ (преобладающие значения 50—100 м²/м³); удельный показатель суммарной установленной мощности 6,2—47,5 Вт/м² (преобладающие значения 15—20 Вт/м²).

6.3. ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛООВОГО И АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ПОВЕРХНОСТНЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ

Существенным элементом расчета поверхностных воздухоохладителей является определение коэффициентов теплоотдачи со стороны холодильного агента или хладоносителя и со стороны воздуха. Во втором случае при выборе расчетных формул (гл. 2) следует иметь в виду, что для пучков труб, оребренных сравнительно низкими и редкими ребрами, может быть применена зависимость (2.12).

При высоких и часто расположенных ребрах целесообразно сравнивать наружный теплообмен с теплообменом в щелевых каналах. Особенно это относится к пластинчатым поверхностям, которые методологически правильнее рассматривать не как трубы с надетыми на них ребрами, а как ребра со вставленными в них трубами. В этом случае расчет α_n следует вести по формуле (2.13) для коридорных пучков, графически представленной на рис. 6.10. Для шахматных пучков найденные значения α_n необходимо увеличивать в 1,1 раза (см. также п. 2.2). Значения α_n отнесены к полной наружной поверхности F_{op} .

Необходимая в расчетах оребренных поверхностей величина коэффициента эффективности ребра $E_p = \theta_p/\theta_0$ может быть определена с помощью формул табл. 3.2 или графиков, приведенных в работе [58].

Величина m (1/м) при сухом охлаждении воздуха

$$m = \sqrt{2\alpha_n/(\lambda_p \delta_p)};$$

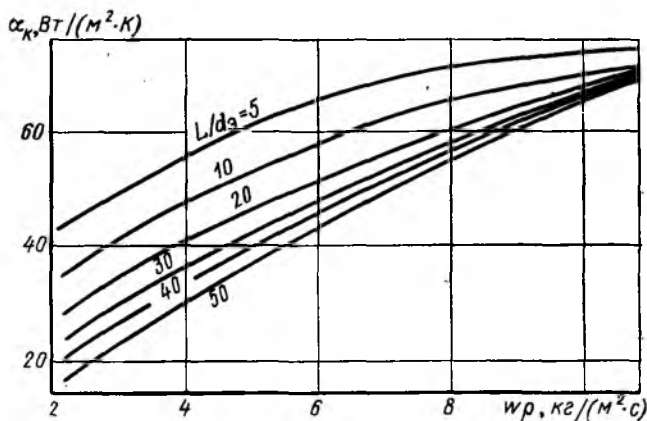


Рис. 6.10. Зависимость коэффициента теплоотдачи от массовой скорости воздуха для поверхности с пластинчатыми ребрами

при выпадении влаги в виде росы

$$m = \sqrt{2\alpha_k \xi / (\lambda_p \delta_p)};$$

при выпадении влаги в виде инея

$$m = \sqrt{\frac{2}{[(1/\alpha_k \xi) + (\delta_{ин}/\lambda_{ин})] \delta_p \lambda_p}}.$$

Коэффициент влаговыпадения на наружной поверхности с температурой t_n соответственно равен при $t_n > 0^\circ\text{C}$ и $t_n < 0^\circ\text{C}$:

$$\xi = 1 + 2500 [(d_1 - d_2)/(t_1 - t_2)] = 1 + 2500 [(d_1 - d_n'')/(t_1 - t_n)];$$

$$\xi = 1 + 2835 [(d_1 - d_2)/(t_1 - t_2)] = 1 + 2835 [(d_1 - d_n'')/(t_1 - t_n)].$$

Индексы 1 и 2 соответствуют начальному и конечному состояниям воздуха.

Толщина слоя инея $\delta_{ин}$ определяется из условий работы аппарата; коэффициент теплопроводности инея $\lambda_{ин}$ зависит от его плотности:

$\delta_{ин}, \text{ кг/м}^3$	100	200	300	400
$\lambda_{ин}, \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$	0,15	0,20	0,25	0,30

Приведенные данные соответствуют начальной температуре воздуха $t_1 = 0 \div 20^\circ\text{C}$, начальной влажности воздуха $\phi_1 = 0,7 \div 0,8$ и скорости воздуха в живом сечении 4–6 м/с. При частых оттаиваниях $\lambda_{ин}$ можно принимать равным 0,15 Вт/(м·К).

По аналогии с коэффициентом эффективности ребра А. А. Гоголин ввел понятие коэффициента эффективности всей наружной

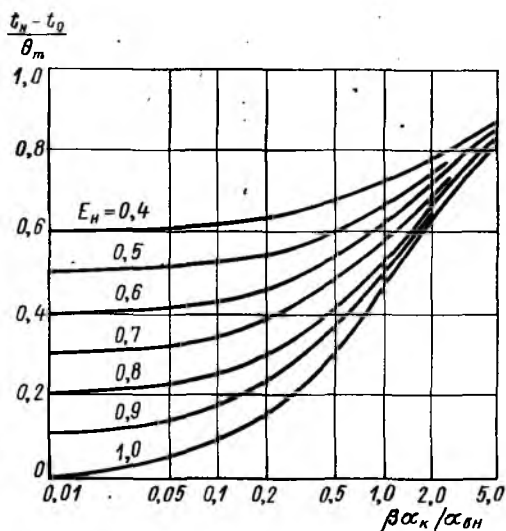


Рис. 6.11. Зависимость от-
ношения перепадов темпера-
тур от отношения наруж-
ного и внутреннего коэф-
фициентов теплоотдачи

поверхности $E_n = \theta_{ср}/\theta_0 = \theta_n/\theta_0$, учи-
тывающего и тепловое
сопротивление контакта
между трубами и реб-
рами. При высоких зна-
чениях E_p , хорошем
контакте между ребром
и трубой и большой сте-
пени оребрения $E_p \approx E_n$.
В остальных случаях
(см. гл. 3) E_n расчи-
тывается по уравне-
нию (3.14).

С увеличением β значения C_k , а следовательно, и E_n суще-
ственно снижаются, поэтому в аппаратах с высокими значе-
ниями β весьма желательна металлизация поверхности после
насадки ребер на трубки.

Средняя температура всей наружной оребренной поверхно-
сти может быть найдена из уравнения

$$(t_n - t_0)/\theta_m = 1 - \frac{1}{1/E_n + \alpha_n \beta / \alpha_{вн}}, \quad (6.3)$$

где t_0 — температура кипения холодильного агента, °С; θ_m —
средний логарифмический температурный напор между воздухом
и холодильным агентом, °С; $\alpha_{вн}$ — коэффициент теплоотдачи
среды внутри трубы.

Решение уравнения (6.3) графически представлено на рис. 6.11.

6.4. ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ КОНТАКТНЫЕ И СМЕШАННОГО ТИПА

Контактные воздухоохладители. Они широко используются
в технике кондиционирования и особенно в тех случаях, когда
обработке должно подвергаться большое количество воздуха.
К достоинствам подобных воздухоохладителей относятся сравни-
тельная простота конструкции и возможность регулирования
температуры и влажности воздуха путем изменения температуры
разбрызгиваемой воды или рассола. Весьма существенно и то,
что в контактных воздухоохладителях воздух можно обрабаты-
вать хладоносителем, температура которого на несколько граду-
сов выше, чем в поверхностных воздухоохладителях.

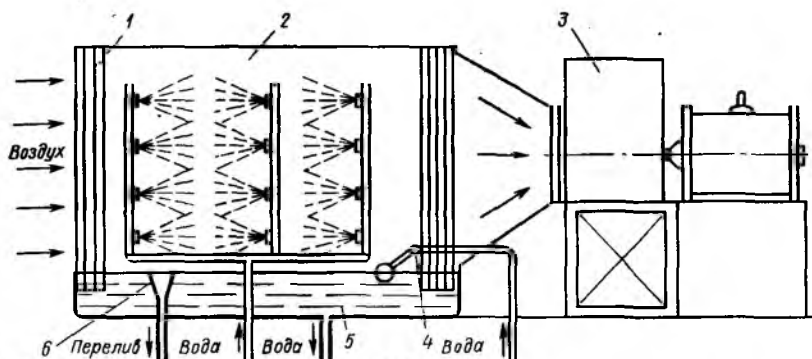


Рис. 6.12. Форсуночный воздухоохладитель

Форсуночные воздухоохладители. На рис. 6.12 показан форсуночный воздухоохладитель с горизонтальным движением воздуха. Воздух поступает в аппарат через входные сепараторы 1, которые служат для предотвращения выбрызгивания воды из камеры в случае остановки вентилятора и для выравнивания воздушного потока по сечению камеры. Сепараторы обычно выполнены в виде зигзагообразных пластин.

В дождевом пространстве камеры 2 вода разбрызгивается форсунками, число рядов которых обычно не превышает трех. Число форсунок в одном ряду на 1 м² поперечного сечения камеры 10—30 шт.; форсунки центробежные с тангенциальным подводом воды, диаметр выходного отверстия 3—5 мм. Производительность одной форсунки приблизительно может быть вычислена по формуле

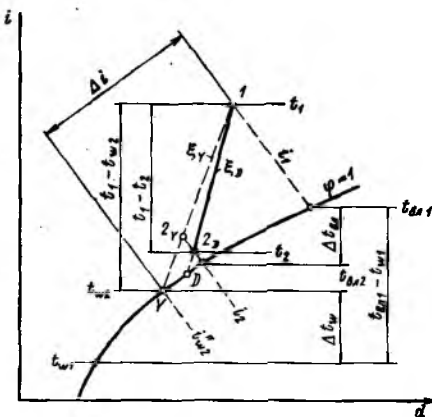
$$g_a = 3,5 \cdot 10^{-5} \psi d^2 p^{0,5},$$

где ψ — коэффициент расхода (по опытным данным для наиболее распространенных форсунок равен 0,3—0,5); d — диаметр отверстия форсунки, мм; p — напор воды перед форсункой, Па.

Форсунки первого ряда разбрызгивают воду в направлении движения воздуха, а второго и третьего — навстречу потоку воздуха. Размеры камеры могут колебаться в больших пределах, поперечное сечение ее в некоторых случаях достигает 10—15 м². Скорость воздуха в камере составляет 2—3 м/с. Чтобы предотвратить возможность выноса капель воды, в конце камеры устанавливают выходные сепараторы. Иногда эти сепараторы орошаются холодной водой (1,5—3 м³/ч на 1 м ширины камеры), что приближает процесс охлаждения воздуха к противотоку и повышает коэффициент охлаждения.

Подача воздуха обеспечивается вентилятором 3, установленным после камеры. Вода, разбрызганная форсунками, сливается в поддон 5, откуда поступает в испаритель холодильной машины. В поддоне имеется перелив 6 для предотвращения переполнения,

Рис. 6.13. Процесс изменения состояния воздуха в форсуночных воздухоохладителях



а также поплавковый клапан 4 для подвода водопроводной воды, компенсирующей потери.

Длина камеры определяется допустимым расстоянием между рядами форсунок и от форсунок до сепараторов. Расстояние между рядами форсунок, направленных в одну сторону, обычно принимается равным 0,6—0,7 м; расстояние от форсунок, направленных по ходу

воздуха, до выходного сепаратора 1,2—1,4 м; расстояние между сепараторами и форсунками, направленными в противоположную от них сторону, 0,15—0,25; длина входных сепараторов (по ходу воздуха) 0,1—0,2 м; длина выходных сепараторов 0,185—0,365 м. С учетом названных размеров ориентировочно общую длину камеры с сепараторами можно считать равной:

2 м — при двух рядах форсунок с направлением факелов навстречу друг другу;

2,5 м — при двух рядах форсунок с направлением обоих факелов навстречу потоку воздуха;

2,7 м — при трех рядах форсунок.

Форсуночные воздухоохладители могут быть выполнены и вертикальными, с движением воздуха в камере снизу вверх.

Процесс изменения состояния воздуха в форсуночном воздухоохладителе изображен на рис. 6.13. А. А. Гоголин показал, что направление процесса в форсуночном воздухоохладителе условно может быть ориентировано на точку с $\varphi = 1$ и температурой, равной температуре воды t_w , выходящей из аппарата, — линия $1 - Y$ на рисунке. При этом предполагается, что воздух при выходе соприкасается с водой, уже подогретой в его потоке, т. е. в дождевом пространстве камеры преобладает параллельный ток воздуха и капель воды.

Действительный же процесс характеризуется несколько большим тепловлажностным отношением ε и идет по линии $1 - D$. При этом конечному состоянию воздуха соответствует не точка 2_Y , а точка 2_D . Отклонение действительного процесса $1 - D$ от условного $1 - Y$ можно учесть с помощью коэффициента отклонения a . Если для характеристики наклона линии процесса использовать коэффициент влаговывападения

$$\xi = Q_{\text{общ}}/Q_{\text{сух}} = \Delta i/c_p \Delta t = \varepsilon/(\varepsilon - 2500),$$

то

$$a = \frac{\xi_D}{\xi_Y} = \frac{(i_1 - i_2) c_p (t_1 - t_{2Y})}{c_p (t_1 - t_{2D}) (i_1 - i_2)} = \frac{t_1 - t_{2Y}}{t_1 - t_{2D}}.$$

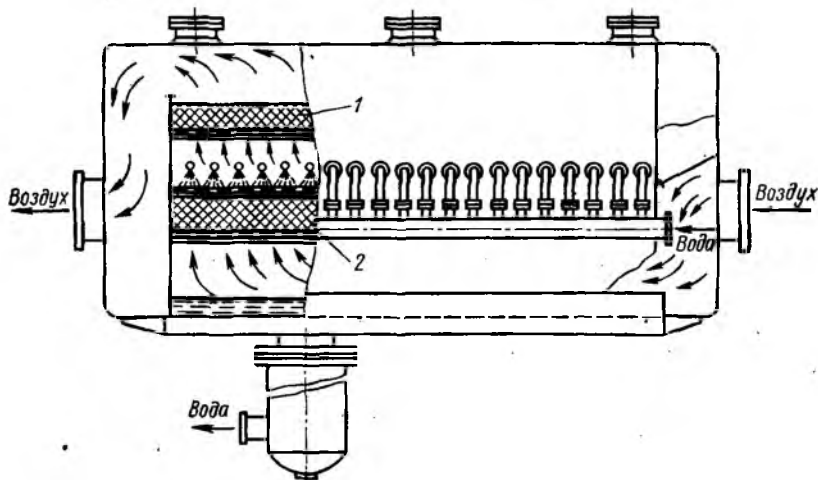


Рис. 6.14. Воздухоохладитель с орошаемой насадкой

Основным фактором, влияющим на коэффициент отклонения, является доувлажнение воздуха. Поэтому методически реальный процесс в воздухоохладителе можно условно разделить на два процесса, совершающихся последовательно: процесс $1-2_{\text{г}}$ охлаждения и осушения воздуха и процесс $2_{\text{г}}-2_{\text{д}}$ адиабатного доувлажнения воздуха.

Существенной характеристикой процесса обработки воздуха в контактном воздухоохладителе является коэффициент орошения $\mu = G_{\text{в}}/G_{\text{в}}$, где $G_{\text{в}}$ и $G_{\text{в}}$ соответственно массовые расходы воды и воздуха, кг/с. Значения μ обычно лежат в пределах от 1 до 3.

Воздухоохладители с орошаемой насадкой. В воздухоохладителе с орошаемой насадкой (рис. 6.14) вода либо иной хладоноситель разбрызгивается форсунками или подается через перфорированные трубы на слой насадки 2, образуемый чаще всего из колец Рашига. Кольца значительно увеличивают поверхность в единице объема насадки; изготавливаются они из фарфора и обычно имеют такие размеры: диаметр 25 мм, высоту 25 мм, толщину стенки 2—3 мм. В слое они лежат насыпью, в 1 м^3 содержится 50 000—60 000 колец, что составляет от 200 до 240 м^2 поверхности охлаждения. Толщина слоя колеблется от 200 до 400 мм. Воздух движется через орошаемую насадку снизу вверх противотоком, охлаждаясь в результате контакта с орошаемой поверхностью насадки и частично при прохождении через дождевое пространство. Над этим пространством, чтобы предотвратить вынос воздухом мелких капель, устанавливают сепаратор, подобный применяемому в форсуночных воздухоохладителях. Иногда для отделения капель устанавливают насадку из того же материала, что и основной слой. Этот слой называется отбойным — 1.

Таблица 6.14

Некоторые характеристики основных видов насадок

Насадки	Размеры элемента насадки, мм	$F_{\text{р}}^*$ м ² /м ³	$V_{\text{св}}^*$ м ³ /м ³	$M_{\text{р}}^*$ кг/м ³	$d_{\text{экв}}^*$ мм
Насыпная:					
кокс	24,4	120	0,532	600	18,20
кольца Рашига	50×50×5	87,5	0,785	530	36,00
	25×25×3	204	0,740	582	14,50
	15×15×2	330	0,700	690	8,50
Щелевая:	Щель				
	в свету:				
мипласт	2,0	690	0,630	368	3,70
гофрированная	3,7	1170	0,825	175	2,85
бумага	2,3	1500	0,626	375	1,66
Сотоблочная:					
бумага, пропитанная эпоксидной смолой	—	580	—	—	5,90

Скорость воздуха в воздухоохладителе не должна быть велика, в противном случае вода будет задерживаться в слое насадки воздушным потоком. При этом проходные сечения между кольцами заполняются водой, возрастает аэродинамическое сопротивление аппарата, ухудшается теплообмен. Для насадки из колец фронтальная скорость воздуха (перед входом в слой) не должна превышать 1,5 м/с.

Насадка из колец и в сухом состоянии обладает значительным аэродинамическим сопротивлением, так как в беспорядочно насыпанных кольцах скорость и направление воздуха многократно меняются, что приводит к большим сопротивлениям на удар и повороты струи. Значительно меньше аэродинамические сопротивления у насадок с упорядоченным протеканием воздуха, например в щелевой или сотоблочной. Щелевая насадка может быть выполнена из мипластовых пластин или из гофрированной бумаги со специальной пропиткой. Сотоблоки изготавливаются на сотопечатной машине с последующей растяжкой и пропиткой их синтетическими смолами для обеспечения жесткости и водостойкости. Основой сотового материала служат бумага, бязь, стеклоткань и т. д. [56, 55].

Основными характеристиками насадок являются удельная поверхность (м²) на 1 м³ ее объема ($F_{\text{р}}$, м²/м³); свободный объем, или доля воздушных пустот в общем объеме слоя ($V_{\text{св}}$, м³/м³), объемная масса насадки ($M_{\text{р}}$, кг/м³); эквивалентный диаметр насадки $d_{\text{экв}} = 4V_{\text{св}}/F_{\text{р}}$.

Эти характеристики для основных видов насадок приведены в табл. 6.14.

По массо-габаритным показателям воздухоохладители с орошаемой насадкой (кроме сотоблочной) уступают воздухо-

охладителям других типов, так как из-за малых допустимых скоростей воздуха поперечное сечение этих аппаратов получается весьма большим.

Воздухоохладители с пенным режимом. Принцип действия подобных аппаратов основан на создании в корпусе аппарата водяной пены под действием кинетической энергии потока воздуха и сил трения. Пенные воздухоохладители делятся на ударно-пенные, цикло-пенные и тарельчато-пенные. В последних вода (либо иной хладоноситель) подается в поддон или на перфорированную тарелку, где через нее продувается воздух. Образующаяся пена создает большую, непрерывно обновляемую поверхность контакта сред. Вспененная жидкость перетекает через сливное отверстие в стенке корпуса в специальный объем, где пена разрушается, и вода возвращается в циркуляционное кольцо. Высота пенного слоя достигает 0,7 м и зависит от скорости воздуха, расхода жидкости и высоты сливного отверстия (последняя может быть регулируемой). В пенных аппаратах достигается чрезвычайно низкая разность температур между воздухом и водой на выходе, что позволяет использовать для охлаждения воздуха воду со сравнительно высокой начальной температурой. При высоте пены 0,6 м Δt на выходе из слоя пены составляет примерно 0,5 °C. Из-за больших аэродинамических сопротивлений и сложностей в эксплуатации подобные воздухоохладители широкого применения не нашли.

Воздухоохладители смешанного типа. Воздухоохладители, в которых теплообменная поверхность орошается жидкостями с низкой температурой замерзания, находят все более широкое применение. Орошение интенсифицирует процесс тепло- и массообмена, увеличивает теплообменную поверхность, что позволяет сократить расход металла, сделать аппарат более компактным. Воздухоохладители такого типа состоят из гладкотрубных или оребренных круглыми ребрами змеевиков непосредственного охлаждения, орошаемых снаружи и размещенных в металлическом кожухе. Над змеевиками располагаются форсунки, в некоторые для орошения насосом подается рассол или этиленгликоль. В ряде случаев, например в центральных секционных кондиционерах, для орошения поверхности воздухоохладителя используется вода. Над форсунками находятся выходные сепараторы, предотвращающие вынос капель влаги. Воздух, подаваемый вентилятором, движется снизу вверх противотоком жидкости. В некоторых случаях возможен и перекрестный ток. Одним из основных недостатков аппаратов этого типа является их повышенная коррозионность, поэтому все внутренние части, соприкасающиеся с хладоносителем и воздухом, должны иметь антикоррозионное покрытие.

Скорость воздуха в живом сечении не должна превышать 5 м/с; плотность орошения N_w не должна быть выше 1 кг/(м²·с): дальнейшее увеличение плотности орошения практически не влияет на интенсивность теплоотдачи, но увеличивает аэродина-

мическое сопротивление. В случае применения оребренных труб шаг между ними нужно выбирать таким, чтобы расстояние между кромками ребер составляло 3—4 мм. Шаг оребрения рекомендуется 10—15 мм. Для этих условий расчет поверхности орошаемого воздухоохладителя можно вести, как при сухом теплообмене, увеличивая лишь значения наружного коэффициента теплоотдачи в $\alpha_{ор}/\alpha_{сух}$ раз:

Re	800	1000	2000	4000	6000
$\alpha_{ор}/\alpha_{сух}$	1,4	1,5	1,7	1,9	2,0

где $Re = wd_p/\nu$, w — скорость воздуха в основном сечении, м/с; d_p — эквивалентный диаметр суженного сечения между ребрами по уравнению, приведенному выше (гл. 2).

Аэродинамическое сопротивление орошаемого пучка приблизительно в три раза выше, чем сухого.

6.5. МЕТОДИКА ТЕПЛОВОГО И АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА КОНТАКТНЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ

Форсуночные воздухоохладители. При расчете чаще всего могут встретиться следующие задачи.

1. Заданы начальное состояние воздуха, количество теплоты и влаги, подлежащее отводу в аппарате. Требуется определить конечное состояние воздуха, начальную и конечную температуру воды, количество воды и воздуха, проходящее через аппарат.

2. Заданы начальное состояние воздуха, начальная температура воды, количество воды и воздуха, проходящее через аппарат. Требуется определить конечное состояние воздуха и конечную температуру воды.

В обоих случаях в расчете целесообразно использовать два эмпирических коэффициента [56]: температурный коэффициент охлаждения η_t и энтальпийный коэффициент охлаждения η_i :

$$\eta_t = \frac{t_1 - t_{2D}}{t_1 - t_{w2}}; \quad \eta_i = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_{w2}} \approx \frac{t_{вл1} - t_{вл2}}{t_{вл1} - t_{w2}},$$

где $t_{вл1}$ и $t_{вл2}$ — температура воздуха по влажному термометру в начальном и конечном состояниях.

Отношение этих коэффициентов составляет коэффициент отклонения действительного процесса от условного

$$a = \eta_i/\eta_t.$$

Оба коэффициента охлаждения являются функцией следующих факторов: массовой скорости воздуха в камере w_p , кг/(м²·с); площади поперечного сечения камеры F , м²; давления воды перед форсунками p , МПа; диаметра выходного отверстия форсунок d (мм) и плотности расположения форсунок в одном ряду n , шт./м². Два первых фактора определяют массовый расход воздуха через

Рис. 6.15. Опытная зависимость коэффициентов охлаждения от коэффициента орошения

камеру G_w , остальные — количество разбрызгиваемой в камере воды G_w . Влияние всех перечисленных факторов на коэффициенты охлаждения может быть достаточно полно отражено через влияние коэффициента орошения: $\mu = G_w/G_v$.

На рис. 6.15 представлена опытная зависимость коэффициентов охлаждения от коэффициента орошения для форсуночного воздухоохладителя без орошения сепараторов при $\omega p = 2,5 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

Уравнение для нахождения конечной температуры воды во второй задаче можно получить из баланса теплоты в воздухоохладителе

$$i_1 - i_2 = \mu c_w (t_{w2} - t_{w1}).$$

Кроме того, из выражения энтальпийного коэффициента охлаждения

$$i_1 - i_2 = \eta_i (i_1 - i''_{w2}),$$

тогда

$$\mu c_w (t_{w2} - t_{w1}) = \eta_i (i_1 - i''_{w2}). \quad (6.4)$$

Введем отношение

$$m = \frac{i_1 - i_{w1}}{(t_{вл1} - t_{w2}) c_w}.$$

Значения m при барометрическом давлении 100 кПа приведены ниже:

Средняя температура воздуха по влажному термометру 0,5 ($t_{вл1} + t_{вл2}$)	0	5	10	15	20	25
m	0,41	0,475	0,56	0,67	0,87	1,01

Заменив в уравнении (6.4) разность энтальпий на $m c_w (t_{вл1} - t_{w2})$ и решая это уравнение относительно t_{w2} , получим

$$t_{w2} = \frac{t_{w1} + \eta_i m t_{вл1} / \mu}{1 + \eta_i m / \mu}.$$

Воздухоохладители с орошаемой насадкой. Коэффициент теплопередачи от воздуха к воде предлагается условно относить не к истинной поверхности контакта между воздухом и водой, точное значение которой определить невозможно, а к наружной поверхности колец Рашига:

$$k = 15,7 \delta^{-0,4} g_w^{0,42} (\omega p)^{0,7}, \quad (6.5)$$

где δ — толщина слоя колец (от 0,1 до 1,0 м); g_w — плотность орошения на 1 м^2 горизонтального сечения камеры, $(\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{с})$; ωp — массовая скорость воздуха во фронтальном сечении, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

Уравнение (6.5) получено из опытов с орошением водой колец диаметром 25 мм. В первом приближении его можно применять и для колец диаметрами 15 и 50 мм. При орошении колец рассолом CaCl_2 коэффициент теплопередачи будет снижаться в соответствии с изменением вязкости рассола; полученные значения k необходимо уменьшать, умножая на поправочный множитель A :

$\rho_{\text{рас.}}$, кг/м ³	1000	1050	1100	1150	1200	1250
A	1,0	0,95	0,9	0,8	0,7	0,6

Обычно расчет воздухоохладителя сводится к определению толщины слоя насадки, что можно осуществить с помощью номограммы [55], предварительно найдя величину k . При малых коэффициентах орошения и толщинах слоя насадки в оросительных воздухоохладителях так же, как и в форсуночных, наблюдается отклонение действительного процесса от теоретического, объясняемое доувлажнением воздуха.

Аэродинамическое сопротивление прохождению воздуха через орошаемый слой колец Рашига $25 \times 25 \times 3$ мм (Па) может быть подсчитано по уравнению [55]:

$$\Delta p = [1550\delta + (26,5 + 162,5\delta) g_w] w^{2,4-6}.$$

Сопротивление отбойного слоя колец $25 \times 25 \times 3$ мм может быть подсчитано по уравнению

$$\Delta p_{o.c} = 324\delta w^{1,88}.$$

6.6. РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ПРОМЫШЛЕННЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ

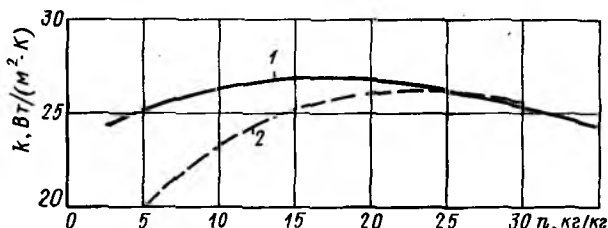
Основные вопросы методики испытаний воздухоохладителей приведены в работе [55]. Здесь рассмотрены основные результаты испытаний, полученные в работах отечественных и зарубежных исследователей.

Подробные испытания малых фреоновых воздухоохладителей ВО-8С и ВО-10 были проведены в 1962 г. В. М. Шаврой. Результаты работы были использованы при серийном производстве фреоновых воздухоохладителей в нашей стране [56].

Испытания воздухоохладителей типа ВОП-100 проводились на стенде ВНИКТИХолодпрома — Н. В. Яковлевым и др. по одной методике в одной и той же экспериментальной камере при работе на аммиаке в насосно-циркуляционной схеме. Исследовалась зависимость коэффициента теплопередачи от кратности циркуляции (при $t_0 = 0^\circ\text{C}$), а также коэффициента теплопередачи от разности температур θ_m (при $n \geq 13$ и температуре воздуха в камере $t_{\text{кам}} = 0$ и -18°C). Аппараты испытывались при работе в схемах с верхней и нижней подачей аммиака в испарительные батареи при скорости воздуха в живом сечении около 7 м/с.

Влияние кратности циркуляции n , изучавшееся при нулевой температуре камеры, оказалось существенным лишь при малых

Рис. 6.16. Зависимость коэффициентов теплопередачи воздухоохладителя типа ВОП-100 от кратности циркуляции жидкого аммиака при $t_v = 0^\circ\text{C}$ и $\theta = 3^\circ\text{C}$



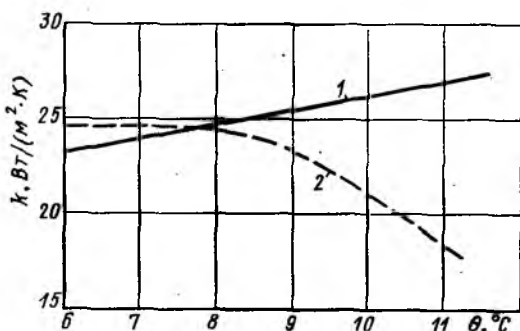
значениях n (рис. 6.16). При $n < 16$ коэффициенты k для схемы с нижней подачей (кривая 1) оказались несколько выше и раньше переставали зависеть от n , чем для верхней (кривая 2); при более высоких n коэффициенты теплопередачи k аппарата при работе его в схеме с нижней и верхней подачей примерно одинаковы.

Зависимость k от температурного напора оказалась слабой. Для θ_m до 8–9 К, в условиях нулевой температуры камеры значения коэффициентов теплопередачи k при верхней (2) и нижней (1) подаче жидкости оказались примерно одинаковыми (рис. 6.17). При температуре воздуха в камере -18°C коэффициенты теплопередачи аппаратов в условиях верхней и нижней подачи примерно одинаковы по абсолютной величине ($k \approx 14 \div 21 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$), хотя характер зависимости $k = f(\theta_m)$ различен.

По результатам испытаний воздухоохладителей типа ВОП-100 приведены рекомендуемые значения θ_m и q : в высокотемпературных камерах ($t_{\text{кам}} \approx 0^\circ\text{C}$) $\theta_m = 8 \div 9^\circ\text{C}$, $q = 190 \div 200 \text{ Вт}/\text{м}^2$; при $t_{\text{кам}} \approx -18^\circ\text{C}$ $\theta_m = 7 \div 8^\circ\text{C}$, $q \approx 145 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Одна серия опытов при верхней подаче жидкости была проведена для проверки влияния нарастающей с течением времени толщины слоя инея на величину коэффициента теплопередачи k при $\theta_m \approx 8^\circ\text{C}$. В начале опыта $t_{\text{кам}} \approx -17,2^\circ\text{C}$, к концу она повысилась до -14°C . Значения коэффициентов теплопередачи постепенно снижались: через 50 ч k уменьшился в 1,5 раза (с 18 до 12 $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$). За 53 ч работы аппарата без оттаивания при влажности воздуха 92–95 % теплопередающая поверхность покрылась слоем инея толщиной 4,5–6 мм на сторону.

В работах [11, 50] приведены результаты экспериментального



определения расхода воздуха и аэродинамического сопротивления при намораживании инея на поверхности промышленных воздухоохладителей с шагом

Рис. 6.17. Зависимость коэффициента теплопередачи воздухоохладителя типа ВОП-100 от температурного напора при $t_{\text{кам}} = 0^\circ\text{C}$

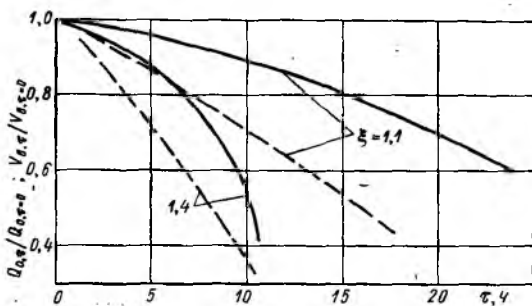


Рис. 6.18. Изменение холодопроизводительности $Q_0, \tau / Q_0, \tau=0$ (—) и расхода воздуха $V_{в, \tau} / V_{в, \tau=0}$ (---) через воздухоохладитель от продолжительности его работы τ

ребер 10 мм, а также результаты определения плотности и толщины инея при намораживании его на поверхности воздухоохладителей типа ВОП и ВОГ, работающих в камерах холодильной обработки мяса. В итоге дана рекомендация о сокращении периода между оттаиваниями до 6—7 ч.

В работе [74] приведены результаты подробных испытаний работающего на аммиаке цельностального воздухоохладителя с площадью поверхности $21,2 \text{ м}^2$ из труб диаметром 22 мм и шагом ребер $S_p = 12 \text{ мм}$. Исследованы следующие зависимости: $Q_0 = f(\theta_m)$ при $t_0 = \text{idem}$; $Q_0 = f(G_{ин})$ и $V_{в} = f(G_{ин})$ при $\xi = \text{idem}$; $Q = f(\tau)$ и $V_{в} = f(\tau)$ при $\xi = \text{idem}$; $k = f(\tau)$ и $k = f(G_{ин})$ при $\xi = \text{idem}$; $\Delta p = f(n)$ при $t_0 = \text{idem}$, где $G_{ин}$ — количество намороженного на поверхности инея, а ξ — коэффициент влаговываждения. Некоторые результаты этого исследования даны на рис. 6.18.

Автор работы [74] сделал следующие основные выводы: при инееобразовании на поверхности снижение Q_0 , $V_{в}$ и k более значительно при работе с более высоким коэффициентом влаговываждения, т. е. при более интенсивном инееобразовании; снижение расхода воздуха более значительно, чем уменьшение Q_0 . Это должно учитываться при выборе периодичности оттаивания,

а)

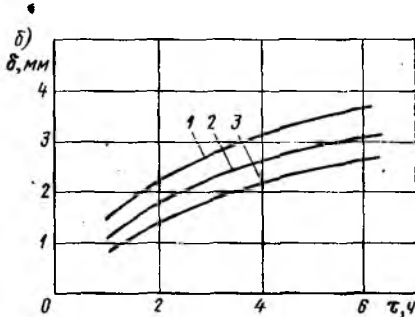
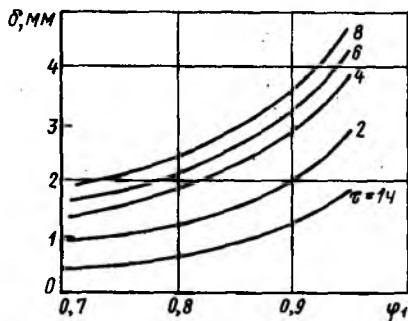
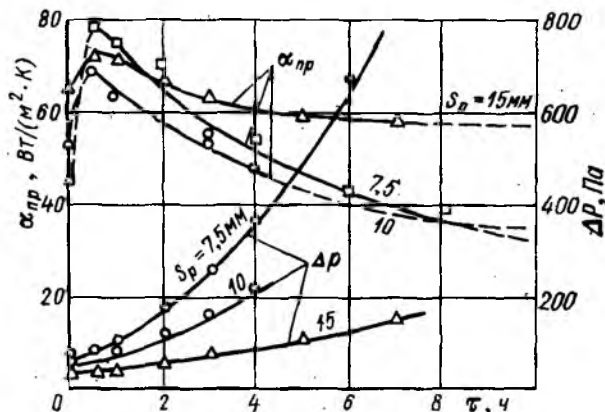


Рис. 6.19. Изменение толщины слоя инея на поверхности воздухоохладителя ($t_{в1} = 0^\circ \text{C}$): а — от относительной влажности воздуха φ_1 при $w_p = 6 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; б — от продолжительности работы τ при $\varphi_1 = 0,88$:

1 — $w_p = 10 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; 2 — $w_p = 6 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; 3 — $w_p = 2 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$

Рис. 6.20. Зависимость приведенного коэффициента теплоотдачи и аэродинамического сопротивления воздухоохладителя от продолжительности его работы [71] при $\rho = 6 \text{ кг/(м}^3 \cdot \text{с)}$, $\Phi_1 = 0,82$, $t_{B1} = 0^\circ \text{C}$ и различном шаге ребер



поскольку снижение V_v ниже определенного значения существенно ухудшит теплоотдачу от охлаждаемых продуктов.

В работах [10, 24, 71] приведены результаты систематических исследований Т. Гачиловым и В. Ивановой коэффициентов теплоотдачи и аэродинамического сопротивления фреоновых медно-алюминиевых воздухоохладителей из труб диаметром 16 мм и шагом ребер 7,5; 10 и 15 мм (при $\delta_p = 0,3 \text{ мм}$). Опыты проводились в аэродинамической трубе при температуре воздуха $t_{B1} = 0^\circ \text{C}$ в широком диапазоне изменения скоростей и относительной влажности воздуха. Определены толщина инея, а также значения приведенного коэффициента теплоотдачи и аэродинамического сопротивления аппарата (рис. 6.19, 6.20) при различных режимных параметрах работы воздухоохладителей. Приведены эмпирические соотношения, описывающие полученные опытные результаты для определения $\alpha_{пр}$, $\delta_{ин}$, $\Delta p / \Delta p_{\tau=0}$.

В работе [75] приведены результаты исследования В. Стоккером в лабораторных и промышленных условиях процесса горячего оттаивания воздухоохладителей, работающих на аммиаке и R22.

6.7. ОХЛАЖДАЮЩИЕ БАТАРЕИ

Холодильные камеры часто охлаждаются с помощью батарей, представляющих собой теплообменные аппараты, в которых хладонотеплитель или кипящий хладагент отнимает теплоту непосредственно от воздуха при его естественной циркуляции в помещении. Охлаждающие батареи классифицируют: а) по конструкции охлаждающей поверхности — на ребристые с навивными и пластинчатыми ребрами, гладкотрубные и панельные; б) по охлаждающей среде — на рассольные, аммиачные и фреоновые; в) по расположению — на потолочные и пристенные.

В последнее время основным направлением холодильной техники является применение охлаждающих устройств с непосредственным кипением в них хладагента, поэтому рассольные батареи

применяются ограниченно, в основном для холодильников малой емкости (ввиду специфических условий их строительства и эксплуатации) и на объектах, где невозможно применение аммиачных батарей.

Вследствие чрезвычайно низких теплосъемов с 1 м длины труб гладкотрубных батарей, а также их большой аммиакоемкости они сохранились только в старых холодильниках; в настоящее время используются аммиачные батареи из оребренных труб. Замена гладких батарей ребристыми позволяет сократить расход труб примерно в три раза и значительно уменьшить их габаритные размеры. Гладкотрубные рассольные батареи вследствие простоты их монтажа и надежности эксплуатации до настоящего времени еще используются для охлаждения грузовых трюмов на судах.

Аммиачные батареи до последнего времени изготовлялись, как правило, из горячекатаных бесшовных труб диаметром $57 \times 3,5$ мм с навитыми спиральными ребрами из частично гофрированной стальной ленты шириной 46 мм, толщиной 1,0 мм и шагом витков 35,6 мм. Поверхность охлаждения 1 м такой оребренной трубы составляет 1 м². В батареях этого типа плотность контакта ребра с трубой создавалась за счет натяга и лакокрасочного покрытия. Однако эти меры не обеспечивают должной плотности, и тепловое сопротивление контакта составляет 7 % в общем термическом сопротивлении [55]. Гладкотрубные батареи изготавливают из труб диаметром $57 \times 3,5$ мм с шагом от 180 до 300 мм.

Батареи из оребренных труб проектируют из отдельных секций. Батареи, унифицированные для аммиака и рассола, выполняются из стальных горячекатаных труб диаметром $38 \times 2,5$ мм, оребренных поперечно-спирально навитой стальной лентой размерами $45 \times 0,8$ мм и шагом 30 и 20 мм (для камер с неупакованными и упакованными продуктами соответственно). Площадь наружной поверхности на 1 м трубы составляет 1,5—2 м²/м, а коэффициент оребрения $\beta = 10 \div 14,4$. После сборки секции подвергаются горячему цинкованию.

По стандарту стальные секции оребренных батарей изготавливаются шести типов: одноколлекторные СК, змеевиковые головные СЗГ, змеевиковые хвостовые СЗХ, секции средние СС, секции змеевиковые СЗ, секции двухколлекторные С2К. Схемы секций даны на рис. 6.21, а их технические характеристики — в табл. 6.15 [55]. На рис. 6.22 приведены примеры компоновки охлаждающих батарей из стандартных секций. Существует три типа охлаждающих батарей: коллекторные однорядные пристенные и потолочные; змеевиковые однорядные пристенные и потолочные; коллекторные однорядные потолочные с увеличенным шагом труб (обозначены индексом р). При компоновке рассольных и аммиачных батарей общая длина шланга не должна превышать 80—100 м.

ВНИИхолодмаш рекомендует изготавливать фреоновые охлаждающие батареи из медных труб диаметрами $12 \times 0,8$ и $16 \times 0,8$ мм.

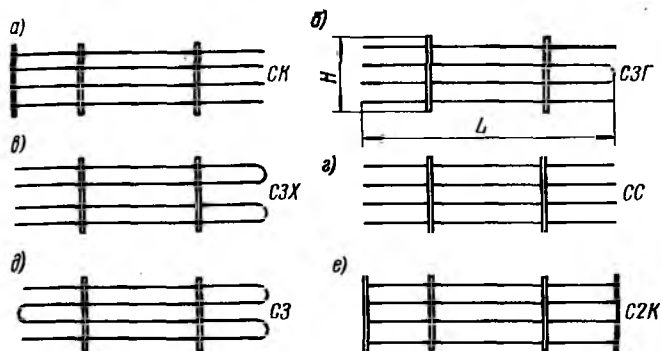


Рис. 6.21. Схемы стандартных секций оребренных батарей

Разработана технология изготовления батарей из унифицированных секций, выполненных в виде U-образных трубок с насаженными на них пластинчатыми алюминиевыми ребрами, закрепленными методом гидрораздачи. Коэффициент оребрения в таких батареях по сравнению с существующей моделью ИРСН-12,5 увеличен с 10,3 до 18,5, что позволяет увеличить наружную поверхность на 70 % при сохранении внешних установочных и присоединительных размеров. Масса батарей уменьшена почти вдвое. Батареи были испытаны на R12 в составе холодильной машины ИФ-56. В интервале плотностей теплового потока 25—95 Вт/м² ($t_0 = (-25 \div 3)^\circ\text{C}$) коэффициенты теплопередачи батарей изменялись от 6,3 до 8,1 Вт/(м²·К). В режимах с перегревом паров на 2—4 °С коэффициенты теплопередачи уменьшились в среднем на 20 %. При испытаниях разность температур воздуха и кипящего хладагента устанавливалась в интервале 7—9 °С вместо обычного 13—15 °С, что весьма желательно для камер торговых предприятий в целях сокращения усушки хранимых продуктов.

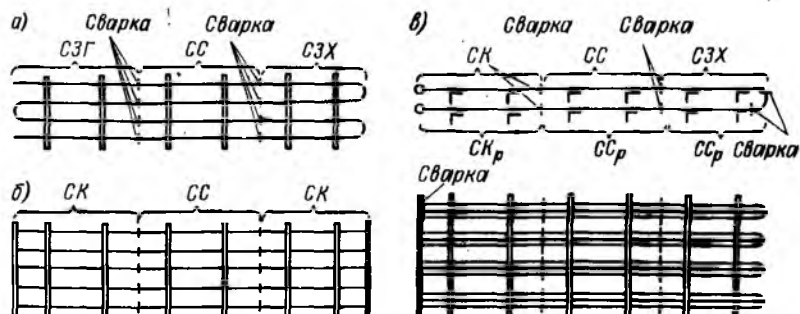


Рис. 6.22. Примеры компоновки охлаждающих батарей из стандартных секций: а, б — пристенные змеевиковая и коллекторная батареи; в — потолочная батарея конструкции Ш. Н. Кобулашвили [55]

Стандартные батареи и их секции

Тип секции	Условное обозначение	Размеры, мм			Число труб	F_n (м²) при S_p , мм		Масса (кг) при S_p , мм	
		Длина	Высота	Шаг трубы		20	30	20	30
Одноколлекторные	СК	2750	640	160	4	16,85	11,7	94,4	74,2
			960	160	6	25,10	17,5	136,2	110,6
			1280	320	4	16,85	11,7	102,7	82,6
Змеевиковые головные	СЗГ	2750	640	160	4	16,85	11,7	90,4	70,7
			960		6	25,10	17,5	136,3	105,5
Змеевиковые хвостовые	СЗХ	2750	640	160	4	16,85	11,7	91,0	70,8
			960		6	25,10	17,5	136,4	105,6
Средние	СС	3000	640	160	4	18,40	12,7	98,2	76,1
		4250	960	160	6	39,00	27,0	209,0	162,0
		6000	1280	320	4	36,90	25,3	212,0	167,0
Змеевиковые	СЗ	2000	640	160	4	9,15	6,4	68,0	52,6
		4250	960		6	39,10	27,1	212,0	162,0
Двухколлекторные	С2К	2000	640	160	4	9,15	6,4	74,8	60,0
		4250	960		6	39,10	27,1	219,0	173,0

Холодопроизводительность охлаждающей батареи может быть определена по уравнению

$$Q_0 = k\theta_m F_n,$$

где F_n — площадь наружной поверхности труб и ребер; θ_m — температурный напор, разность между температурой воздуха в камере и средней температурой хладагента или хладоносителя в батарее.

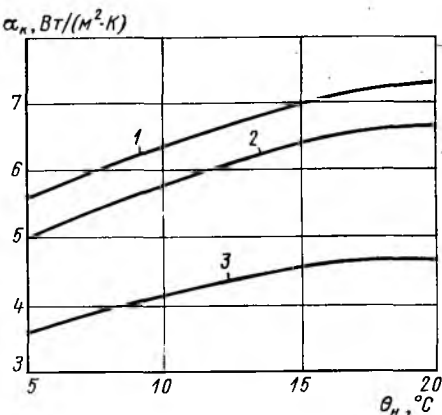
Процесс теплопередачи в батареях отличается от процесса в воздухоохладителях тем, что наружная теплоотдача в первых осуществляется путем естественной конвекции и зависит от температурного напора между воздухом и поверхностью охлаждения. Вследствие малых значений коэффициента конвективной теплоотдачи здесь следует учитывать и лучистый теплообмен. Особенно велика роль последнего для гладкотрубных батарей. Коэффициент теплопередачи батарей, отнесенный к общей наружной поверхности, может быть определен из уравнения

$$k = \frac{1}{1/(\alpha_n E_n) + F_n/(F_{вн} \alpha_a) + R_{ин}},$$

где α_n — общий коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, учитывающий конвекцию, влаговываждение и излучение; E_n —

Рис. 6.23. Зависимость конвективного коэффициента теплоотдачи батарей от температурного напора:

1 — гладкотрубных с $d_H = 38$ мм; 2 — гладкотрубных с $d_H = 57$ мм; 3 — из труб с навинным оребрением



эффективность оребренной поверхности; F_H — общая наружная поверхность батарей; $F_{вн}$ — внутренняя поверхность труб; α_a — коэффициент теплоотдачи к кипящему внутри трубы хладагенту (либо к рассолу); $R_{ин}$ — термическое сопротивление инея, $R_{ин} = \delta_{ин}/\lambda_{ин}$.

Коэффициент α_a вычисляется по формулам, приведенным в гл. 2. Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха может быть представлен так:

$$\alpha_H = \alpha_H \xi + \alpha_H \psi,$$

где α_H и α_L — коэффициенты конвективной и лучистой теплоотдачи со стороны воздуха; ξ — коэффициент влаговыведения; ψ — коэффициент облуженности.

Коэффициент конвективной теплоотдачи воздуха α_H в общем случае может быть найден из соответствующего уравнения подобия (см. гл. 2) для свободного движения (в котором для гладкотрубных батарей определяющим размером служит наружный диаметр трубы, для оребренных — диаметр ребра) либо по эмпирическим формулам.

Для одиночной горизонтальной неоребреной трубы

$$\alpha_H = 1,28 (\theta_H/d)^{0,25}. \quad (6.6)$$

Для гладкотрубных пристенных батарей найденные по формуле (6.6) значения α_H следует в зависимости от числа труб по высоте умножить на поправочный коэффициент A :

Число труб по высоте	3	5	8	10
Коэффициент A	1,1	1,25	1,6	2,0

Для ребристых пристенных батарей по опытным данным Д. М. Иоффе

$$\alpha_H = 2,3\theta_H^{0,25},$$

где $\theta = t_B - t_H$ — температурный напор между воздухом и наружной поверхностью труб и ребер.

На рис. 6.23 нанесена зависимость $\alpha_H = f(\theta_H)$ для гладкотрубных и оребренных батарей. Меньшая теплоотдача оребренной батареи связана с большой длиной поверхности, по которой движется поток воздуха, и некоторым затормаживанием его ребрами.

Коэффициент облученности ψ для гладкотрубных батарей

Батарея	ψ при S_T/d_T					
	1	2	3	4	5	6
Однорядная	0,63	0,82	0,87	0,90	0,91	0,92
Двухрядная	0,31	0,52	0,63	0,70	0,74	0,77

Для батарей торгового типа с пластинчатым латунным оребрением (диаметр труб 16 мм, шаг ребер 12—22 мм, толщина ребер 0,5 мм, высота ребер 20—35 мм, коридорное расположение труб в два ряда по высоте) справедлива зависимость из работы [55]

$$\alpha_x = (1,1 - 0,046t_b) \theta_p^{0,5} S_p^{0,1} h_p^{-0,22},$$

где $\theta_p = (t_b - t_{oc})$ — температурный напор между воздухом и основанием ребра; $t_{oc} = t_T$; h_p — условная высота ребра от поверхности трубы по кратчайшему расстоянию до кромки квадратного ребра со стороны B , $h_p = 0,5 (B - d_n)$. Коэффициент теплообмена лучеиспусканием

$$\alpha_n = C_n a; \quad a = [(T_b/100)^4 - (T_n/100)^4]/(T_b - T_n),$$

где C_n — коэффициент лучеиспускания поверхности батарей; для увлажненной металлической поверхности $C_n = 5,5$ Вт/(м²·К⁴); для поверхности инея $C_n = 5,45$ Вт/(м²·К⁴); T_b — абсолютная температура ограждений камеры, приравниваемая обычно к температуре воздуха в ней, К; T_n — абсолютная средняя температура охлаждающей поверхности, К.

Значения a даны в работе [55]. Коэффициент теплообмена лучеиспусканием α_n при $\theta_n = T - T_n \approx 10^\circ\text{C}$ для камер охлажденных продуктов равен 4,2 Вт/(м²·К), а для камер мороженных продуктов $\alpha_n = 3,3$ Вт/(м²·К), что для гладкотрубных батарей составляет заметную долю в общем коэффициенте теплопередачи. В ребристых батареях значения коэффициентов облученности меньше в 3—4 раза и соответственно значительно меньше доля теплообмена лучеиспусканием в общем теплообмене.

Коэффициент облученности ψ зависит от конфигурации поверхности батарей. Для одиночной гладкой трубы $\psi = 1$, для батарей значения ψ даны в табл. 6.16. Общий коэффициент облученности ребристой батареи

$$\psi = \psi_1 \psi_2.$$

Для одиночной ребристой трубы вследствие взаимного экранирования ребер и затенения ими трубы $\psi_1 < 1$. Влияние числа рядов на лучистую теплоотдачу учитывается коэффициентом облученности ψ_2 . Значения ψ_1 и ψ_2 приведены на рис. 6.24 (D — диаметр ребра; d — наружный диаметр трубы). Для однорядных стандарт-

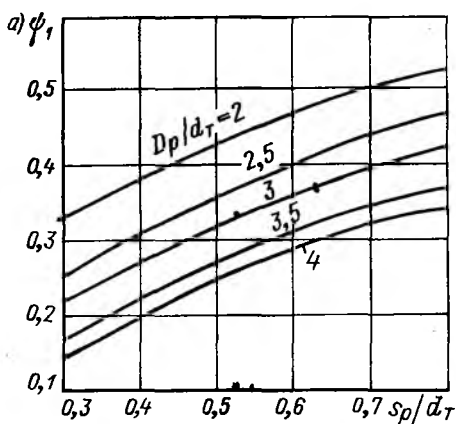
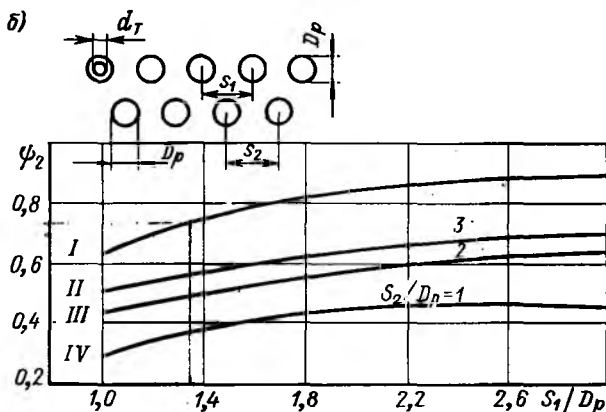


Рис. 6.24. Коэффициенты облученности батарей: а — ψ_1 для одиночной ребристой трубы; б — ψ_2 для однорядной (I) и двухрядной (II—IV)



ных батарей при шаге ребер 20 мм $\psi = 0,22$, а при шаге 30 мм $\psi = 0,285$; для двухрядных, соответственно, 0,12 и 0,15. Термическим сопротивлением контакта труб и ребер в охлаждающих батареях при хорошем их выполнении можно пренебречь ($C_k \geq 0,93$) вследствие малых плотностей теплового потока.

При выпадении инея на гладкотрубных батареях термическое сопротивление

Рис. 6.25. Зависимость термического сопротивления слоя инея от времени хранения в камерах охлажденных и мороженных продуктов:

1 и 3 — гладкотрубные батареи; 2 и 4 — оребренные батареи; температура воздуха в камере 1 — -1°C ; 2 — -15°C ; 3 — $-10,5^\circ\text{C}$; 4 — -10°C

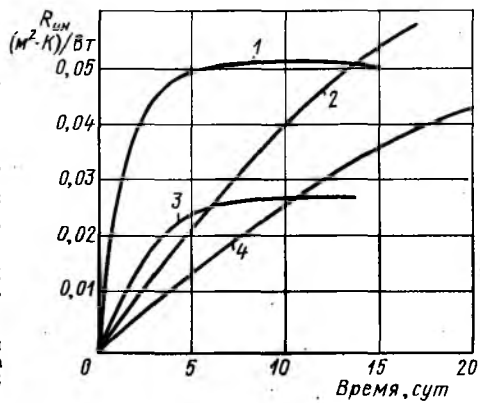


Таблица 6.17

Коэффициенты теплопередачи гладкотрубных
стальных батарей k , Вт/(м²·К)

Батареи	Параметры воздуха в камере		Коэффициент теплопередачи k при θ , °С		
	$t_{в}$, °С	$\Phi_{в}$	5	10	15
Прстенная: однорядная	0	0,85	10,8	11,5	12
	—18	0,95	6,9	7,9	8,3
двухрядная	0	0,85	9,9	10,6	11,0
	—18	0,95	6,8	7,2	7,6
Потолочная: однорядная	0	0,85	8,0	8,5	9,0
	—18	0,95	5,4	5,8	6,3
двухрядная	0	0,85	7,0	7,6	8,1
	—18	0,95	5,0	5,3	5,7

Таблица 6.18

Коэффициенты теплопередачи стальных батарей
с навивными ребрами k , Вт/(м²·К), при $\theta = 10$ °С

Батарея	Параметры воздуха в камере		k
	$t_{в}$, °С	$\Phi_{в}$	
Потолочные конструкции	0	0,85	6,0
Ш. Н. Кобулашвили	—18	0,95	4,8
Прстенная: пятитрубная	0	0,85	4,9
	—18	0,95	3,8
десятитрубная	0	0,85	4,5
	—18	0,95	3,6
пятнадцатитрубная	0	0,85	4,4
	—18	0,95	3,4

теплоотдаче от воздуха к иneau и теплопроводности слоя иneau ($\Sigma R_{ин}$) повышается в течение 2—4 сут, а затем остается примерно постоянным из-за увеличения наружной поверхности (6.25). В оребренных батареях монотонное возрастание $R_{ин}$ сопровождается резким его увеличением при зарастании иneau промежутков между ребрами.

Коэффициенты теплопередачи камерных батарей без учета слоя иneau для гладких труб приведены в табл. 6.17, для труб с навивными ребрами — в табл. 6.18. Большие значения коэффициентов относятся к батареям с шагом ребер 30 мм, меньшие — к батареям с шагом ребер 20 мм. Коэффициент теплопередачи для батарей с верхней подачей следует принимать примерно на 10—15 % меньше приведенных значений.

ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

7.1. РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ.
ОПИСАНИЕ РАБОТЫ И КОНСТРУКЦИЙ

В регенеративных теплообменниках происходит теплообмен между жидким холодильным агентом, идущим из ресивера к регулирующему вентилю, и парообразным агентом, выходящим из испарителя. Регенеративные теплообменники используются для выполнения одной или нескольких следующих функций.

1. Повышения термодинамической эффективности холодильного цикла.

2. Переохлаждения жидкого холодильного агента для предотвращения парообразования перед регулирующим вентилем.

3. Для испарения небольшого количества жидкости, уносимой из испарителя. Иногда при использовании испарителей затопленного типа богатый маслом слой жидкости намеренно отводят во всасывающую линию для обеспечения возврата масла. В этих случаях регенеративные теплообменники служат для испарения жидкого холодильного агента из раствора.

При работе малых холодильных машин на R12, R22 и R502 целесообразно применение схем с двукратной регенерацией [15], в которых имеется регенеративный теплообменник и отделитель жидкости, и жидкий хладагент из конденсатора проходит через змеевик регенеративного теплообменника, а затем через змеевик отделителя жидкости, осуществляя, таким образом, двукратную регенерацию. Дополнительное использование двукратной регенерации (помимо регенеративного теплообменника) повышает холодильный коэффициент машины, работающей на R12 и R502, на 5—10 %, а работающей на R22 — на 10—15 %.

В настоящее время в отечественной и зарубежной практике используется несколько типов регенеративных теплообменников, которые описаны ниже.

Простейшая форма теплообменника получается при металлическом контакте (сварке, пайке) между жидкостным и паровым трубопроводами для обеспечения противотока. Оба трубопровода покрываются изоляцией как единое целое. Для обеспечения максимальной производительности жидкостная линия должна быть размещена ниже всасывающей, поскольку жидкость во всасывающем трубопроводе может течь вдоль нижней образующей.

Наибольшее распространение в отечественной промышленности и за рубежом получили кожухозмеевиковые и кожухотрубные регенеративные теплообменники. В малых холодильных машинах, выпускаемых зарубежными фирмами, иногда используются змеевиковые теплообменники упрощенной конструкции, в которой жидкостная трубка навивается на всасывающую. Фирма

«Данхэм-Баш» (*Dunham-Bush*, США) для улучшения теплопередачи навитый на всасывающую линию жидкостный змеевик заливает алюминиевым сплавом. Всасывающая линия снабжается внутренними гладкими продольными ребрами, обеспечивающими хорошую теплоотдачу к пару при минимальном гидравлическом сопротивлении. Эти теплообменники предназначены для установок холодопроизводительностью менее 14 кВт.

Для установок средней и крупной производительности широко применяются кожухозмеевиковые регенеративные теплообменники. В аппаратах этого типа жидкостный змеевик (или несколько параллельных змеевиков), навитый вокруг вытеснителя, помещен в цилиндрический сосуд. Пар проходит в кольцевом пространстве между вытеснителем и кожухом, при этом обеспечивается более полное омывание паром поверхности жидкостного змеевика. Змеевик выполняется из гладких, а чаще из оребренных снаружи труб.

Регенеративные теплообменники кожухотрубного типа используются лишь в установках крупной производительности. Конструктивно эти аппараты не отличаются от обычных кожухотрубных теплообменников: жидкость проходит внутри труб, пар — в межтрубном пространстве; за счет установленных перегородок обеспечивается несколько последовательных ходов пара.

Регенеративные теплообменники кожухотрубного и кожухозмеевикового типов должны монтироваться так, чтобы выход пара был в нижней части кожуха (для предотвращения задержания масла в аппарате). В крупных установках в случае использования теплообменников для испарения жидкости, унесенной во всасывающий трубопровод компрессора, рекомендуется устанавливать регенеративный теплообменник с небольшим наклоном к горизонтали и обеспечением входа пара в верхней точке нижней образующей. При этом жидкость улавливается в кожухе и находится в контакте с теплым змеевиком, так что большая часть унесенной с паром жидкости испаряется. Для возврата масла, которое собирается в кожухе, служит линия с игольчатым 2 и соленоидным 1 вентилями; последний открыт только при работе компрессора (рис. 7.1).

При использовании теплообменников типа «труба в трубе» (как правило, для малых холодильных машин) особое внимание уделяют интенсификации теплообмена в аппарате. С этой целью

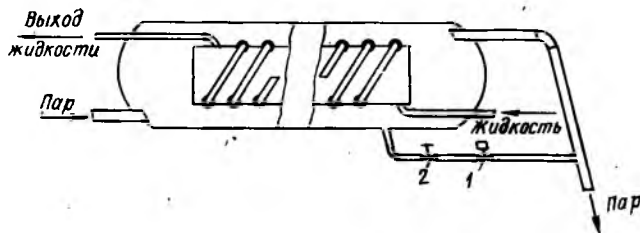
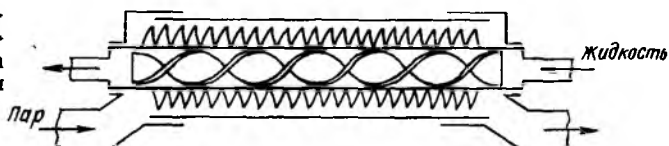


Рис. 7.1. Схема установки регенеративного теплообменника

Рис. 7.2. Теплообменник регенеративный типа «труба в трубе» фирмы «Данфосс»



либо применяют оребренные трубы, либо используют всевозможные вставки (проволочные, ленточные и т. д.) в паровой области или в паровой и жидкостной областях (рис. 7.2). Эти вставки, оказывая турбулизирующее действие на поток, играют роль оребрения, увеличивая теплопередающую поверхность.

Теплообменники пластинчатого типа получают в последнее время все большее распространение ввиду их большой компактности. Отношение поверхности теплообмена к объему между пластинами составляет для пучков труб $200\text{--}400 \text{ м}^2/\text{м}^3$, а для пластинчато-ребристых аппаратов $800\text{--}2000 \text{ м}^2/\text{м}^3$ (в зависимости от геометрии оребрения). В отечественной холодильной промышленности пластинчато-ребристые регенеративные теплообменники в настоящее время не изготавливаются и не используются. В зарубежной практике аппараты этого типа широко распространены, причем в них применяются ребра различной геометрии: гладкие, жалюзийные, волнистые, стерженьковые.

В отечественной практике для комплектации фреоновых холодильных установок общего назначения используются регенеративные теплообменники типа «труба в трубе» (рис. 7.3) (для машин

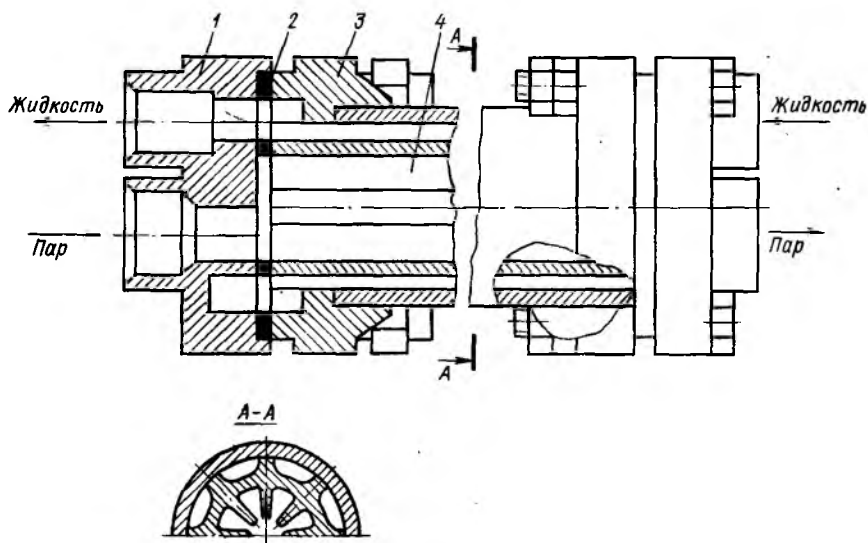


Рис. 7.3. Теплообменник регенеративный типа «труба в трубе» на базе профильной алюминиевой трубы с внутренним оребрением:

1, 3 — фланцы наружный и внутренний; 2 — прокладка; 4 — профильная труба

Таблица 7.1

Характеристика регенеративных теплообменников, выпускаемых отечественной промышленностью

Марка	Тип	Площадь поверх- ности F , м ²	Отноше- ние поверх- ностей F_1/F_2 в	Диаметр патрубков		Трубы		Характери- стика поверхности теплообмена	Число змеев- ков	Число труб	Длина труб, м	Масса теплооб- менника, кг
				d_1 наружного	d_2 внутреннего	$d \times \phi$	Мате- риал					
ТФ-14а	Кожухоме- виконный го- ризонтальный	0,08	1,25	15	8	8×1	Медь	Гладкие трубы	1	—	—	6,5
ТФ-20М		0,10	1,20	15	10	10×1			1	—	—	9,5
ТФ-25		0,15	1,20	25	10	10×1			1	—	—	11
ТФН-25		0,32	1,20	25	10	10×1			2	—	—	13,6
ТФ-32		0,30	1,20	32	15	10×1			2	—	—	15,5
ТФ-40	Кожухоме- виконный го- ризонтальный	—	3,5	40	20	13,2	Медь	Трубы с накатными ребрами	1	—	—	23,5
ТФ-50М		0,50	1,25	50	25	12×1,5			2	—	—	35
ТФ-50		—	3,5	50	25	13,2			2	—	—	41
ТФ-70Г		1,34	3,5	70	32	13,2			2	—	—	—
ТФ-80		2,3	3,5	80	40	13,2			3	—	—	71
ТФ-80С	Кожухоме- виконный вертикальный	5,0	3,5	80	—	13,2		Трубы с накатными ребрами	—	—	—	134
ТФ-100		4,8	3,5	100	32				3	—	—	117
ТФ-15		13,7	—	125	50				5	—	—	288
ТФ-35	Кожухотруб- ный	33,4	—	200	70	13,2		Трубы с накатными ребрами	—	116	2	999
Теплообменник агрегата АИК-900		30,6	1,17	200	70				—	250	2	—
Теплообменник агрегата АИК-400		15,2	1,17	125	50				—	180	2	—

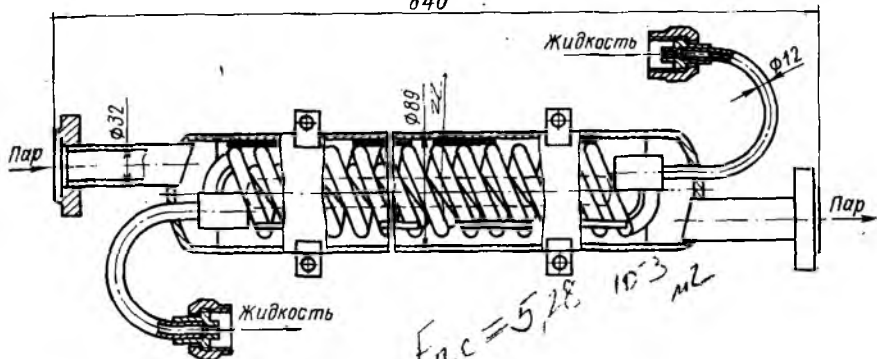


Рис. 7.4. Теплообменник регенеративный ТФ-32 кожухомеевикового типа

с холодопроизводительностью в стандартном режиме от 6 до 40 кВт), кожухомеевиковые (от 40 до 130 кВт) (рис. 7.4) и кожухотрубные (выше 130 кВт). Характеристика этих аппаратов приведена в табл. 7.1.

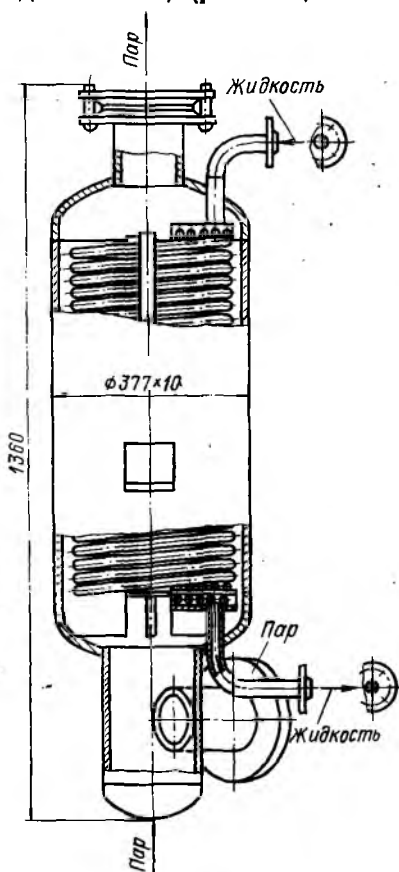
Маркировка большинства выпускаемых в настоящее время регенеративных теплообменников не отражает размера их теплопередающей поверхности, а указывает на диаметр парового патрубка (например, у теплообменника ТФ-80 диаметр условного прохода парового патрубка составляет 80 мм). Лишь для теплообменников ТФ-15 (рис. 7.5) и ТФ-35 маркировка соответствует номинальному значению теплопередающей поверхности.

7.2. РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ.

МЕТОДИКА ТЕПЛООВОГО И ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

Тепловой расчет регенеративного теплообменника обычно сводится к определению необходимой теплопередающей поверхности при заданных условиях работы аппарата.

Рис. 7.5. Теплообменник регенеративный ТФ-15 кожухомеевикового типа



Заданными обычно считаются:

1) массовая производительность компрессора G_a , кг/с; 2) температура кипения t_0 , °C; 3) температура жидкости на выходе из теплообменника (если теплообменник служит для переохлаждения жидкости); 4) температура пара на выходе из регенеративного теплообменника.

Принимается: 1) что температура жидкости $i_{ж1}$ на входе в регенеративный теплообменник равна температуре жидкого агента на выходе из конденсатора; 2) температура пара на входе в теплообменник равна температуре кипения.

Состояние входящего в теплообменник пара характеризуется величиной $x = 1,0$ в случае работы теплообменника с испарителем затопленного типа и $x = 0,95 \div 0,93$ в случае незатопленных испарителей (по опытам В. М. Шавры пар, выходящий из незатопленного испарителя, содержит 2—5 % жидкости).

При расчете теплопередающей поверхности регенеративного теплообменника исходят из уравнения теплопередачи, записанного в форме

$$F = Q_{то} / (k\theta_m).$$

Величина $Q_{то}$ определяется из уравнения теплового баланса теплообменника, которое записывается в виде

$$\begin{aligned} Q_{то} &= G_a (i_{ж1} - i_{ж2}) = G_a x (i_{п2} - i'') + G_a (1 - x) (i_{п2} - i') = \\ &= G_a [x (i_{п2} - i'') + (1 - x) (i_{п2} - i')] = G_a q_{то}, \end{aligned}$$

где G_a — расход хладагента, проходящего через теплообменник, кг/с; $q_{то}$ — условно принятая удельная тепловая нагрузка теплообменника, кДж/кг.

По тепловой нагрузке и заданным значениям температур находим четвертый параметр: энтальпию пара (или жидкости) на выходе из теплообменника ($i_{п2}$ или $i_{ж2}$, кДж/кг):

$$i_{п2} = i_{п1} + q_{то} \text{ или } i_{ж2} = i_{ж1} - q_{то}.$$

По найденному значению энтальпии пара (или жидкости) с помощью $i - p$ -диаграммы определяется соответственно температура пара (или жидкости) на выходе из теплообменника.

Величина θ_m находится по обычному соотношению для среднего логарифмического температурного напора с учетом поправки ε_θ на поперечно-перекрестный поток

$$\theta_m = \theta_{прот} \varepsilon_\theta.$$

Схемы движения рабочих жидкостей в теплообменниках и характер изменения температур представлены на рис. 3.1, а или 3.1, б.

В случае, если в регенеративный теплообменник поступает пар с $x = 0,98 \div 1,0$, уравнение (3.6) для определения θ_m примет вид

$$\theta_m = \frac{[(i_{ж2} - i_{п1}) - (i_{ж1} - i_{п2})] \varepsilon_\theta}{\ln [(i_{ж2} - i_{п1}) / (i_{ж1} - i_{п2})]}, \quad (7.1)$$

где $t_{ж1}$, $t_{п1}$ — температуры жидкости и пара на входе в теплообменник; $t_{ж2}$, $t_{п2}$ — то же на выходе из теплообменника; ϵ_0 — поправочный коэффициент для определения среднего температурного напора, определяемый по рис. 3.2.

Если в теплообменник поступает пар с $x < 0,98$, определение поверхности теплообменника осуществляется по зонам.

В первой зоне (кипение холодильного агента)

$$\theta_m = \frac{t_{п2} - t_{ж1}}{\ln [(t_{п2} - t_0)/(t_{ж1} - t_0)]}.$$

Во второй зоне θ_m определяется по формуле (7.1) при $t_{п1} = t_0$.

Уравнение для определения коэффициента теплопередачи регенеративного теплообменника может быть записано в виде

$$k_n = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ж}} \frac{F_{ж}}{F_{вн}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_{п}}}, \quad (7.2)$$

где $\alpha_{ж}$ и $\alpha_{п}$ — соответственно коэффициенты теплоотдачи со стороны жидкости и пара, кВт/(м²·К); $F_{ж}/F_{вн}$ — отношение поверхности со стороны пара к поверхности со стороны жидкости.

Коэффициент эффективности ребра в уравнении (7.2) принят равным единице.

Определение $\alpha_{ж}$. В регенеративных теплообменниках наиболее распространенных типов — кожухозмеевиковых и кожухотрубных — жидкий хладагент течет внутри труб, прямых или изогнутых. При значениях диаметров труб 8—19 мм, принятых в отечественной практике для R12, R502, R142, и при рекомендуемых скоростях жидкого хладагента 0,8—1,0 м/с режим движения жидкости в трубах будет турбулентным или переходным от ламинарного к турбулентному. В этих условиях коэффициент теплоотдачи $\alpha_{ж}$ рекомендуется определять по уравнению (2.8), с учетом поправочных коэффициентов $\epsilon_{пер}$ для переходного режима и ϵ_n , учитывающего закручивание жидкости в витом змеевике. При расчете $\alpha_{ж}$ для теплообменника типа «труба в трубе», где жидкий хладагент течет в межтрубном канале, рекомендуется использовать формулу (2.9). Для пластинчатых теплообменников значения $\alpha_{ж}$ ориентировочно можно рассчитать по уравнениям подобия, приведенным в работах [3, 26].

Определение $\alpha_{п}$. В регенеративных теплообменниках кожухотрубного типа наблюдается поперечное обтекание паром пучка гладких или оребренных труб. В этом случае определение коэффициентов теплоотдачи от поверхности пучка труб к пару рекомендуется проводить по обобщенным зависимостям (2.10) — для пучка гладких труб и (2.11) — для пучка оребренных труб.

Условия обтекания паром витого змеевика в кожухозмеевиковом теплообменнике отличаются от условий обтекания пучка прямых труб. Однако поскольку в литературе отсутствуют обобщенные зависимости для описания теплоотдачи при наружном

обтекании жидкостью витых змеевиков, то при расчете теплообменников кожухозмеевикового типа можно в порядке первого приближения рассматривать обтекание паром змеевика как случай поперечного обтекания коридорного пучка с учетом поправок, полученных на основании экспериментов.

Для суждения о возможности использования уравнений подобия (2.10) и (2.11) при расчете коэффициентов теплоотдачи α_n проанализированы опубликованные результаты проведенных во ВНИКТИХолодпроме испытаний регенеративных кожухозмеевиковых теплообменников. В этих испытаниях были определены общие коэффициенты теплопередачи теплообменника; частные коэффициенты теплоотдачи α_n находились путем исключения термических сопротивлений со стороны жидкости, которые учитывались в соответствии с уравнениями (2.10) и (2.11).

В. М. Шавра исследовал регенеративный теплообменник ТФ-14 с площадью поверхности $0,0785 \text{ м}^2$, входящий в комплект фреонового агрегата производительностью $3\text{—}4 \text{ кВт}$. Теплообменник представлял собой стальную трубу (диаметром $57 \times 4 \text{ мм}$), внутри которой находился змеевик из медной гладкой трубки диаметром $10 \times 1 \text{ мм}$. Змеевик имел 25 витков диаметром 32 мм и шагом 15 мм между витками.

Н. М. Медниковой испытан теплообменник ТФ-80, представляющий собой стальную обечайку с внутренним диаметром 207 мм, внутрь которой вставлен трехзаходный змеевик из накатной трубы с коэффициентом оребрения 3,5.

Опытные коэффициенты теплоотдачи теплообменников ТФ-14 и ТФ-80 удовлетворительно описываются использованными общенными уравнениями; показатель n , характеризующий зависимость $Nu = f(Re)$ по опытным данным, совпадает со значением n , приведенным в уравнениях. Однако для обоих змеевиков — гладкотрубного (ТФ-14) и оребренного (ТФ-80) — абсолютные величины опытных коэффициентов теплоотдачи оказались выше, чем рассчитанные по соответствующим уравнениям. По-видимому, это связано в основном с уносом жидкости при малых перегревах пара, а также с разными условиями обтекания змеевиков и пучка прямых труб, для которых и рекомендованы уравнения. Это отличие условий должно особенно проявляться при низких скоростях, где дополнительная турбулизация, вносимая змеевиком, будет проявляться сильнее. Этим фактом может быть объяснено несколько большее отклонение опытных данных Шавры от уравнения (2.10).

Для расчета коэффициентов теплоотдачи со стороны пара в регенеративных теплообменниках кожухозмеевикового типа рекомендуется использовать уравнение (2.10) для гладких труб и (2.11) — для оребренных, увеличив вычисленные по ним коэффициенты теплоотдачи соответственно на 50 и 25 %.

В том случае, когда в теплообменник входит парожидкостная смесь с высоким содержанием жидкости (например, в случае

твода из испарителя маслофреоновой смеси для обеспечения возврата масла), в первой зоне теплообменника будет происходить испарение жидкости на поверхности пучка труб. Коэффициент теплоотдачи α_n для этой зоны в первом приближении может быть найден по уравнениям для кипения в трубах с подстановкой вместо $d_{\text{вн}}$ эквивалентного диаметра живого сечения.

При использовании аппарата типа «труба в трубе» теплоотдача со стороны перегретого пара α_n рассчитывается по уравнению (2.7) или (2.8), если пар течет по внутренней трубе, и по уравнению (2.7) или (2.9) — в межкольцевом канале.

В испытаниях А. С. Крузе получена зависимость увеличения числа Нуссельта (или коэффициента теплоотдачи) по сравнению с теплоотдачей перегретого пара от количества содержащейся в потоке жидкости (величина $1 - x$, кг/кг). Содержание жидкости до 2 % практически не влияет на теплоотдачу. В диапазоне концентрации жидкости в потоке пара от 2 до 10 % влияние паросодержания ($x = 0,9 \div 0,98$) на теплоотдачу может быть выражено соотношением

$$Nu_{x<1} = Nu_{x=1} [1 + \sqrt{54(1-x) - 1,08}].$$

Наличие капель жидкости в потоке пара увеличивает гидравлическое сопротивление не более чем на 10—15 %.

Присутствие масла в количестве от 1 до 10 % увеличивает коэффициент теплопередачи на 5—15 % и может не приниматься во внимание. Однако гидравлические потери при концентрации масла выше 1 % могут возрасти в несколько раз.

Для расчета коэффициента теплоотдачи со стороны пара в регенеративных теплообменниках пластинчато-ребристых можно в первом приближении использовать данные, приведенные в известной книге В. М. Кейса и А. А. Лондона, а также в работе [17], с учетом сделанных выше оговорок.

При испытаниях на заводе «Компрессор» каскадной машины ФКМ-15 величины скоростей, гарантирующие возврат в компрессор масла, составляли: скорость пара $w_n = 5$ м/с; массовая скорость $w_p = 9,4$ кг/(м²·с).

Рекомендуемые значения скорости пара в теплообменнике 8—10 м/с, скорости жидкости 0,8—1 м/с.

Очевидно, что потеря давления в паровой области теплообменника должна быть минимальной, не более 5,5 кПа. Суммарное падение давления во всасывающем трубопроводе на участке от испарителя до компрессора должно соответствовать изменению температуры насыщения не более чем на 2 °С.

Потеря статического давления пара в регенеративном теплообменнике кожухомеевикового или кожухотрубного типа может быть найдена в первом приближении по обычным формулам, справедливым для обтекания пучка. Здесь можно воспользоваться графиками, заимствованными из работы А. А. Жукаускаса и др., помещенными в гл. 3.

7.3. ПРОМЕЖУТОЧНЫЕ СОСУДЫ

В низкотемпературных холодильных установках двухступенчатого сжатия работа промежуточного сосуда, устанавливаемого между компрессорами первой и второй ступеней, во многом определяет термодинамическое совершенство и экономичность работы всей холодильной установки. Промежуточный сосуд выполняет следующие функции:

- 1) «сбив» перегрева пара после компрессора первой ступени, что приводит к уменьшению работы, затрачиваемой ступенью высокого давления;

- 2) охлаждение жидкого хладагента перед поступлением его к регулирующему вентилю до температуры, близкой или равной температуре насыщения при промежуточном давлении, что обеспечивает снижение потерь в регулирующем вентиле;

- 3) частичное отделение масла.

В зависимости от типа промежуточного сосуда (змеевиковый или беззмеевиковый) осуществляется схема с одно- или двухступенчатым дросселированием жидкого хладагента.

В безнасосных системах предпочтительным является применение змеевиковых промежуточных сосудов, в которых жидкость находится под давлением конденсации, обеспечивающем подачу жидкого хладагента в испарительную систему многоэтажных холодильников.

Наличие змеевика исключает также дополнительное замасливание жидкости в промежуточном сосуде.

В насосно-циркуляционных системах, где подача жидкости в испарительную систему обеспечивается за счет напора насоса, могут быть применены беззмеевиковые промежуточные сосуды. Использование в настоящее время в схемах холодильных установок эффективных маслоотделителей (промывных или циклонных на стороне нагнетания, гидроциклонов — в испарительной системе) также делает возможным использование беззмеевиковых промежуточных сосудов — аппаратов более эффективных и более простых в конструктивном исполнении.

В холодильных установках зарубежных фирм отсутствует преобладающий тип промежуточного сосуда, используются промежуточные сосуды и змеевиковые, и беззмеевиковые. Иногда функции беззмеевикового промежуточного сосуда принимает на себя циркуляционный ресивер, например, в установках типа Компаунд «Альфа-Лаваль» (*Alfa-Laval*, Швеция).

Отечественная промышленность выпускает вертикальные змеевиковые промежуточные сосуды типа СПА для комплектации аммиачных двухступенчатых агрегатов типа АД130 и АД260, а также горизонтальные кожухотрубные промежуточные сосуды типа ПСГ для аммиачных и пропановых турбохолодильных машин. Общий вид аппарата СПА приведен на рис. 7.6, их основные размеры приведены в табл. 7.2.

Сбив перегрева пара, как и в аппаратах безмеевикового типа, осуществляется за счет барботажа его сквозь слой жидкого аммиака. Конусные отбойники служат для снижения уноса капель жидкости с паром из аппарата. В корпус сосуда подается небольшое количество жидкости, служащее лишь для компенсации жидкости, испарившейся за счет теплоты от сбива перегрева пара и переохлаждения жидкости, идущей по змеевику к регулирующему вентилю.

Подача жидкости в корпус промежуточного сосуда осуществляется либо по уровню с помощью поплавкового регулятора уровня (высокого или низкого давления), либо по перегреву выходящего пара с помощью ТРВ, датчик которого установлен на всасывающем трубопроводе компрессора второй ступени. В аппаратах СПА подача жидкости осуществляется по сигналу полупроводникового реле уровня ПРУ-5М. В соответствии с Правилами устройства и безопасной эксплуатации аммиачных холодильных установок промежуточные сосуды должны быть оснащены двумя взаимно дублирующими защитными реле уровня, отключающими компрессоры при опасном повышении уровня

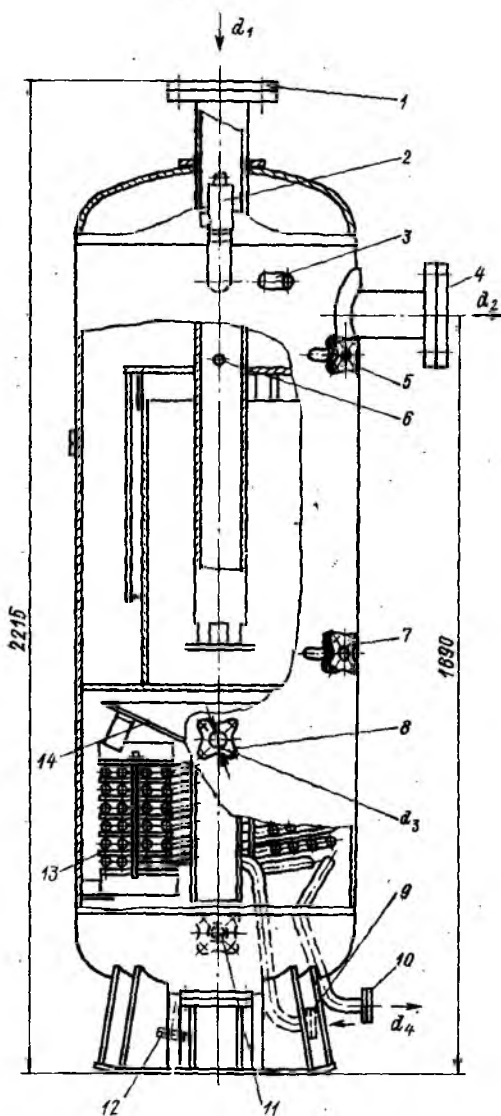


Рис. 7.8. Промежуточный сосуд типа СПА:

1 — патрубок входа паров аммиака из компрессора нижней ступени; 2 — предохранительный клапан; 3 — штуцер к манометру; 4 — патрубок выхода паров аммиака к компрессору высокой ступени; 5 и 7 — паровая и жидкостная уравнивательные линии; 6 — уравнивательное отверстие; 8 — патрубок для подачи жидкого аммиака; 9 и 10 — вход и выход жидкого аммиака высокого давления; 11 — патрубок для слива масла; 12 — патрубок для слива жидкого аммиака; 13 — змеевик; 14 — конусный отбойник

Таблица 1

Промежуточные сосуды со змеевиком для аммиака

Марка	Размеры, мм			Диаметры условного прохода штуцеров, мм				Объем, м ³	Масса, кг	Наружная площадь змеевика,
	$D_{\text{вн}}$	H	B	d_1	d_2	d_3	d_4			
СПА600	600×8	2215	—	100	15	25	100	—	—	4,6
СПА800	800×8	2895	1560	150	15	32	150	—	900	6,3
100ПС ₃	1000×10	2940	1600	200	40	50	200	1,85	1250	8,6
120ПС ₃	1200×12	3640	1800	300	40	50	300	3,30	1980	10,0

жидкости. Во избежание попадания жидкости в нагнетательный трубопровод компрессора первой ступени во входной паровой трубе аппарата сделано уравнительное отверстие диаметром 10 мм, обеспечивающее одинаковое давление в сосуде и трубопроводе.

Как показали проведенные во ВНИКТИХолодпроме испытания, при температуре кипящего аммиака в промежуточном сосуде $t_{01} \approx (-5 \div -15)^\circ\text{C}$ и приведенной скорости пара в сечении $w_{\text{п}} \approx 0,5 \div 0,8$ м/с толщина барботажного слоя $\delta \approx 200 \div 250$ мм достаточна для обеспечения сбива перегрева пара до температуры, на $2-3^\circ\text{C}$ превышающей t_{01} . При этих значениях $w_{\text{п}}$ и δ унос жидкости с паром из аппарата отсутствует ($x = 1,0$), потеря давления пара в слое составляет примерно $0,01-0,02$ МПа. Скорость жидкости в змеевике принимают $w_{\text{ж}} \approx 0,4 \div 0,7$ м/с. В условиях нормальной эксплуатации промежуточных сосудов величина недорекуперации жидкости составляет $3-5^\circ\text{C}$. Коэффициент теплопередачи змеевика $0,4-0,45$ кВт/(м²·К).

Беззмеевиковые промежуточные сосуды конструктивно проще и менее металлоемки, чем змеевиковые. Они позволяют осуществить процесс с двойным дросселированием по жидкости, что обуславливает отсутствие недорекуперации и обеспечивает большую экономичность работы холодильной установки. Согласно результатам проведенного во ВНИКТИХолодпроме технико-экономического расчета, при работе двухступенчатой аммиачной установки с использованием беззмеевикового промежуточного сосуда вместо выпускаемого в настоящее время змеевикового удельная холодопроизводительность установки повышается на $1-1,5\%$.

Серьезным недостатком беззмеевикового промежуточного сосуда по сравнению со змеевиковым является повышенный унос масла в испарительную систему. В агрегатах зарубежных фирм этот недостаток беззмеевиковых промежуточных сосудов компенсируется установкой после компрессора первой ступени эффектив-

ных штатных маслоотделителей, позволяющих осуществить возврат масла в компрессор.

В последнее время появились холодильные схемы, в которых отсутствует традиционный промежуточный сосуд, а сбив перегрева пара осуществляется за счет впрыска жидкости во всасывающий трубопровод компрессора второй ступени с помощью термоэжекционного вентиля, а также форсунки или калиброванного отверстия. Аналогичная схема охлаждения паров аммиака за счет впрыска жидкости в нагнетательный трубопровод компрессора первой ступени осуществлена в двухступенчатом винтовом агрегате S3-2500 (ГДР), а также в двухступенчатом агрегате NF-612 и NF-812 (ЧССР), эксплуатируемых на отечественных предприятиях. При осуществлении этой схемы перед компрессором второй ступени иногда устанавливают конфузорно-диффузорную секцию или трубу Вентури, создающую падение статического давления пара на $\Delta p = 20 \div 30$ кПа. Этого значения Δp хватает для обеспечения доиспарения капель вспрыскиваемой жидкости («термопрессор») [44]. Поскольку «термопрессор» выполняет лишь одну функцию — промежуточное охлаждение пара, то для переохлаждения жидкого аммиака перед регулирующим вентилем следует поставить отдельный переохладитель.

Глава 8

ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

8.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Усилия, действующие на элементы теплообменных аппаратов холодильных установок, и напряжения в них обычно связаны с внутренним или наружным избыточным давлением при работе и с силами тяжести, а иногда с ветровыми и сейсмическими нагрузками. Кроме того, могут возникать температурные напряжения, обусловленные различными температурами элементов и разными коэффициентами линейного расширения материалов.

Существуют понятия рабочего, расчетного и пробного давлений, установленные ГОСТ 14249—80* и ГОСТ 25005—81 для холодильного оборудования. Под *рабочим давлением* p понимают максимальное избыточное давление, возникающее при нормальном протекании рабочего процесса. Под *расчетным давлением* p_R понимают максимальное избыточное давление, которое может возникнуть в элементах холодильных машин и установок как во время работы, так и во время стоянки. Величины расчетных давлений зависят от критической температуры хладагента, способа отвода теплоты при конденсации хладагента, климатического

исполнения оборудования, а также от того, к стороне высокого или низкого давления относится рассчитываемое устройство.

К аппаратам стороны низкого давления относят все испарители, абсорберы, ресиверы, соединенные непосредственно с испарителями и абсорберами, отделители жидкости, промежуточные сосуды, охладители и др. К аппаратам стороны высокого давления относят конденсаторы, масло- и газоотделители, ресиверы, а также другие аппараты и сосуды, находящиеся во время работы временно под давлением нагнетания (конденсации). В многоступенчатых системах сжатия к стороне высокого давления относится только холодильное оборудование и трубопроводы, находящиеся под давлением нагнетания конечной ступени сжатия.

По ГОСТ 15150—69* установлены следующие варианты климатического исполнения оборудования: У — для умеренного климата, ХЛ4 — для умеренного и холодного климата; Т — тропического исполнения; ОМ — общеморского исполнения.

Для холодильных машин, агрегатов и установок с винтовыми, ротационными, турбокомпрессорами и поршневыми компрессорами типа П, ПБ и ПГ, теплообменных и емкостных аппаратов, входящих в их состав, расчетные давления регламентированы ОСТ 26-03-639—82 и должны приниматься не ниже указанных в табл. 8.1.

Для холодильного оборудования, работающего на хладагентах с критической температурой ниже 50 °C (R13, R170, R1150), обязательно выполнение условий ограничения роста давлений в системе при нерабочем состоянии (применение систем с ограниченным наполнением хладагента, включение в системы газовых емкостей).

Для водных и рассольных полостей холодильного оборудования, за исключением исполнения ОМ, расчетное давление назначается из ряда 0,4; 0,6; 1,0 МПа. Более высокие давления назначаются в технически обоснованных случаях.

Под пробным давлением $p_{пр}$ понимают избыточное давление, при котором производится испытание аппарата на прочность после его изготовления и периодически при эксплуатации. Испытания должны подвергаться литые и сварные элементы и сборочные единицы, отделяющие полости хладагента от внешней среды. В соответствии с ГОСТ 25005—81 отношение пробного давления к расчетному должно быть не ниже: 1,5 — для литых деталей и сборочных единиц; 1,3 — для сварных, кованых, штампованных деталей и сборочных единиц. Для изделий исполнения ОМ пробные давления независимо от способа их изготовления должны быть не ниже $1,5p_R$. При испытании стальных изделий на прочность напряжение в частях холодильного оборудования не должно превышать 0,9 предела текучести материала.

Пробные давления назначаются в зависимости от расчетных давлений по ОСТ 26-03-639—82 из ряда в соответствии с табл. 8.2.

Таблица 8.1

Расчетные давления, МПа

Хладагент	Сторона давления	Охлаждение конденсатора	Расчетные давления для исполнений			
			У	У, ХЛ4	Т	ОМ
R12; R12B1; R142	Высокого	Воздухом Водой	1,6	1,6	1,8 1,6	1,2
	Низкого	Воздухом; водой	1,0	1,0	1,2	
R22; R717; R1270 (пропилен)	Высокого	Воздухом Водой	2,0 1,8	2,0 1,6 *	2,3** 2,0	2,0
	Низкого	Воздухом; водой	1,6	1,2 *	1,6	
R290 (пропан)	Высокого	Воздухом Водой	1,8 1,6	1,8 1,6	2,0 1,8	1,6
	Низкого	Воздухом; водой	1,2	1,2	1,6	
R502	Высокого	Воздухом Водой	2,0 1,8	2,0 1,8	2,3 ** 2,0	2,0
	Низкого	Воздухом; водой	1,6	1,6	1,6	
R13B1	Высокого	Воздухом; водой	2,3	2,3	—	—
	Низкого	Воздухом; водой	2,0	2,0	—	
R13; R170 (этилен); R1150 (этилен)	Высокого и низкого	Воздухом; водой	2,0	2,0	—	—

* Расчетные давления 1,6 и 1,2 МПа назначаются при ограничении температуры воздуха в условиях эксплуатации до 32 °С или при проведении мероприятий, исключающих во время стоянки повышение давления сверх расчетного.

** Расчетное давление 2,3 МПа применяется для оборудования, работающего на R22 и R502 с компрессорами по ОСТ 26-03-943—81 с номинальной холодопроизводительностью до 35 кВт.

Для водных и рассольных полостей оборудования, за исключением исполнения ОМ, пробные давления устанавливаются равными расчетным давлениям. Для оборудования исполнения ОМ $p_{пр} = 1,5 p_R$, но не менее 0,4 МПа. Испытательное давление для контроля плотности холодильного оборудования избыточным давлением газовых сред должно быть равно расчетному давлению. Указанные нормы не распространяются на холодильное оборудо-

Таблица 8.2
Пробные давления, МПа

p_R	$p_{пр} \approx 1,3 p_R$	$p_{пр} \approx 1,5 p_R$
1,0	1,3	1,6
1,2	1,6	1,8
1,6	2,1	2,4
1,8	2,4	2,7
2,0	2,7	3,0
2,3	3,0	3,5

вание, подведомственное Регистру СССР, где действуют специальные правила.

При стандартизации аппаратов и их элементов используется *условное давление* p_y , под которым понимают расчетное давление при температуре элементов аппарата 20 °С. Для более высоких температур условное давление снижается пропорционально отношению допускаемых напряжений при расчетной температуре и температуре 20 °С

(см. табл. 8.3). Стандартные аппараты и элементы могут быть выбраны при конструировании на ближайшее большее p_y и на прочность не рассчитываются. Для стандартной арматуры и элементов трубопроводов ряд условных давлений установлен ГОСТ 356—80, а для стандартных аппаратов и их элементов — ГОСТ 9493—80.

Важной характеристикой аппаратов, используемой при определении физико-механических свойств материала и допускаемых напряжений, является расчетная температура, устанавливаемая на основании тепловых расчетов или результатов испытаний. При положительных температурах за расчетную температуру стенки элемента аппарата принимают наибольшее значение температуры стенки. При отрицательных температурах стенки элемента за расчетную температуру при определении допустимых напряжений принимают температуру 20 °С. Самая низкая температура, ограничивающая применение того или иного материала, связана с изменением его вязкопластических свойств, характеризующих ударной вязкостью KCU . Для углеродистых сталей характерно скачкообразное изменение ударной вязкости в интервале температур от —10 до —30 °С. При более высоких температурах наблюдаются вязкие изломы образцов при испытаниях, а при меньших — хрупкие. Явление резкого падения ударной вязкости называют хладноломкостью. Наинизшей температурой применимости углеродистых сталей считают температуру, ниже которой может наблюдаться хрупкий излом, а выше которой — только вязкий излом. При этом ударная вязкость должна быть $KCU \geq 0,3$ МДж/м² при рабочей температуре [39]. Для различных углеродистых сталей наинизшие температуры применимости различны и приводятся в справочнике [39].

Ударная вязкость легированных сталей с понижением температуры плавно уменьшается. Температурой их хладноломкости считают такую температуру, при которой ударная вязкость составляет 60 % от величины, соответствующей 20 °С. Цветные металлы и сплавы не подвержены хладноломкости.

Рекомендуемые для изготовления различных элементов аппаратов марки листовой стали, листовой двухслойной стали, сорто-

вой стали в виде полос, круглых, квадратных и фасонных профилей, стальных труб, поковок, отливок, крепежных деталей, сварочные материалы приведены в ОСТ 26-291—79 и справочнике [39].

Для изготовления обечаек, днищ, плоских фланцев и других деталей применяют, в частности, листовые стали следующих марок:

углеродистые стали обыкновенного качества марок ВСт3пс4, ВСт3сп4, ВСт3Гпс4 по ГОСТ 380—71* при расчетной температуре от -20 до $+200$ °С и давлении до 5,0 МПа;

качественные углеродистые конструкционные стали марок 12К, 15К, 16К, 18К, 20К, 22К категории 11 по ГОСТ 5520—79 при температуре от -20 до $+475$ °С и без ограничения давления;

низколегированные стали марок 16ГС, 09Г2С, 10Г2С1 категории 12 по ГОСТ 5520—79* при температуре от -40 до $+200$ °С и неограниченном давлении;

стали марок 09Г2С, 16ГС, 09Г2СД, 10Г2С1 категории 15 по ГОСТ 5520—79* при температуре от -70 до $+200$ °С и неограниченном давлении;

высоколегированные стали марки 08Х18Н10Т по ГОСТ 5632—72 при температуре от -253 до $+610$ °С и марок 12Х18Н9Т и 12Х18Н10Т по ГОСТ 5632—72 при температуре от -253 до $+350$ °С и без ограничения давления.

Листовые двухслойные стали применяются для изготовления аппаратов, работающих в коррозионной среде. Диапазон расчетных температур и давлений определяется маркой основного слоя, который выполняется из углеродистых и низколегированных сталей марок ВСт3сп5, 20К, 16ГС, 09Г2С и др. Плакирующий слой из хромистых и хромоникелевых сталей (08Х13, 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т и др.) имеет толщину 1—6 мм и служит для защиты основного металла от коррозии. В расчетах на прочность толщину тонкого слоя обычно не учитывают. По ГОСТ 10885—75* предусмотрена толщина двухслойных листов от 4 до 160 мм.

Сортовая горячекатаная сталь применяется для изготовления фланцев, муфт, пробок, различных внутренних устройств, опорных балок и других деталей аппаратов.

Стальные трубы служат для изготовления из них обечаек, трубных пучков, змеевиков, штуцеров, патрубков и других деталей аппаратов. Для кожухотрубных теплообменных аппаратов трубы по массе в большинстве случаев превышают все остальные части и детали.

Из поковок и штамповок изготавливаются фланцы, трубные решетки и ряд других деталей аппаратов, когда их невозможно выполнить из листового или сортового проката, или по экономическим соображениям.

Стальные отливки применяют для изготовления элементов аппаратов, имеющих сложную конфигурацию, главным образом тогда, когда этих деталей требуется достаточно большое коли-

чество и поэтому литье является экономически целесообразным.

Серый чугун марок СЧ 18, СЧ 20, СЧ 24, СЧ 30 используют для изготовления арматуры, крышек, лап, фитингов и других деталей аппаратов, работающих при температуре от -15 до $+250^{\circ}\text{C}$ при давлении до 1 МПа. Ударная вязкость серого чугуна $KCU = 0,01 \div 0,04$ МДж/м², поэтому его не применяют для деталей, подвергаемых динамическим нагрузкам.

Наряду со сталями и чугунами в теплообменных аппаратах используют цветные металлы и сплавы. Алюминиевый сплав АМг2 по ГОСТ 4784—74* применяют для изготовления труб, а АМг5 по тому же стандарту — для трубных решеток. Алюминиевые и медные сплавы, а также медь хорошо сохраняют ударную вязкость при пониженных температурах, поэтому их употребляют для изготовления аппаратов низкотемпературных процессов. Алюминиево-магниевые сплавы, содержащие более 2 % магния, не рекомендуется применять в условиях контакта с хладагентами.

При наличии интенсивной хлористо-водородной коррозии в конденсаторах холодильных установок довольно широко применяют оловянные и алюминиевые латуни (ГОСТ 15527—70*) марок ЛО70-1, ЛОМш70-1-0,05, ЛАМш77-2-0,05 (с добавлением мышьяка) для труб и ЛЖМц59-1-1 и ЛО62-1 для трубных решеток.

Медь марок М1, М1р, М2, М2р, М3, М3р по ГОСТ 859—78* широко применяют для изготовления труб теплообменных аппаратов. В теплообменной аппаратуре судовых установок используется также титан марки ВТ1-0 (ГОСТ 19807—74*). Трубы теплообменных аппаратов для судостроения часто изготавливают из сплавов марок МНЖ-5, МНЖМц30-1-1 (мельхиор) и других по ГОСТ 492—73*.

Нормы и методы расчета на прочность цилиндрических обечаек, конических элементов, днищ и крышек сосудов и аппаратов из углеродистых и легированных сталей регламентированы ГОСТ 14249—80*, полностью соответствующим СТ СЭВ 596—77, СТ СЭВ 597—77, СТ СЭВ 1039—78 — СТ СЭВ 1041—78.

В большинстве практических случаев для теплообменных аппаратов холодильных установок число циклов нагружения от давления, стесненности температурных деформаций и других воздействий не превышает 10^3 за расчетный срок службы, а колебание нагрузки в рабочих условиях не выходит за пределы 15 % от расчетного. Такая нагрузка в соответствии с указанным стандартом считается однократной, статической. При этом допускаемое напряжение $[\sigma]$ принимается равным меньшей из двух следующих величин:

для углеродистых и низколегированных сталей:

$$[\sigma] = \eta(\sigma_T \text{ или } \sigma_{0,2})/n_T; \quad [\sigma] = \eta\sigma_B/n_B;$$

для аустенитных сталей:

$$[\sigma] = \eta\sigma_{1,0}/n_T; \quad [\sigma] = \eta\sigma_B/n_B.$$

где η — поправочный коэффициент к допускаемым напряжениям ($\eta = 1$ — для всех деталей, кроме отливок; $\eta = 0,8$ — для отливок, подвергающихся индивидуальному контролю неразрушающими методами; $\eta = 0,7$ — для остальных отливок); σ_T , $\sigma_{0,2}$ и $\sigma_{1,0}$ — соответственно предел текучести и условные пределы текучести материала при остаточном удлинении 0,2 и 1,0 %; σ_B — предел прочности материала; n_T и n_B — коэффициенты запаса прочности ($n_T = 1,5$; $n_B = 2,4$).

Допускаемое напряжение для испытаний определяется через механические характеристики материала при 20 °С по формуле

$$[\sigma] = (\sigma_T^{20} \text{ или } \sigma_{0,2}^{20}) / n_T, \quad (8.1)$$

где $n_T = 1,1$ — при гидравлических испытаниях и $n_T = 1,2$ — при пневматических.

Для некоторых широко используемых в аппаратостроении марок стали допускаемые напряжения (МПа) при $\eta = 1$ имеют значения, приведенные в табл. 8.3 (ГОСТ 14249—80*). Для серого чугуна при расчете на растяжение коэффициент запаса прочности принимают $n_B = 6 \div 8$ [6].

Нормы и методы расчета на прочность сосудов и аппаратов из меди и ее сплавов регламентированы РТМ 26-01-103—77, алюминиевых сосудов и аппаратов — РТМ 26-01-81—76, сосудов и аппаратов из титана — ОСТ 26-01-279—78.

Т а б л и ц а 8.3

Допускаемые напряжения для некоторых сталей, МПа

Марка стали	Расчетная температура стенки, °С				
	20	100	150	200	250
ВСт3	140	134	131	126	120
20 и 20К	147	142	139	136	132
09Г2С, 16ГС, 17ГС, 17Г1С, 10Г2С1	183	160	154	148	145
10Г2	180	160	154	148	145
08Х18Н10Т, 08Х18Н12Т, 08Х17Н13М2Т, 08Х17Н15М3Т	140	130	120	115	110
12Х18Н10Т, 12Х18Н12Т, 10Х17Н13М2Т, 10Х17Н13М3Т	160	152	146	140	136

Примечания: 1. При значениях расчетных температур ниже 20 °С допускаемые напряжения принимаются такими же, как при температуре 20 °С при условии допустимого применения материала при данной температуре. 2. Для промежуточных значений расчетных температур стенки допускаемое напряжение определяется линейной интерполяцией с округлением результатов до 0,5 МПа в сторону меньшего значения. 3. Для стали марки 20 с $\sigma_T^{20} < 220$ МПа допускаемые напряжения, указанные в таблице, умножаются на $\sigma_T^{20} / 220$. 4. Для стали марки 10Г2 с $\sigma_{0,2}^{20} < 280$ МПа допускаемые напряжения, указанные в таблице, умножаются на $\sigma_{0,2}^{20} / 280$. 5. Для стали марок 08Х18Н10Т, 08Х18Н12Т с $\sigma_{0,2}^{20} < 210$ МПа допускаемые напряжения, указанные в таблице, умножаются на $\sigma_{0,2}^{20} / 210$. 6. Для стали марок 12Х18Н10Т, 12Х18Н12Т, 10Х17Н13М2Т, 10Х17Н13М3Т с $\sigma_{0,2}^{20} < 240$ МПа допускаемые напряжения, указанные в таблице, умножаются на $\sigma_{0,2}^{20} / 240$.

8.2. РАСЧЕТ КОРПУСОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Корпуса кожухотрубных теплообменных аппаратов выполнены в виде цилиндрических обечаек, закрытых с торцов днищами и крышками различной формы. Такие обечайки являются частным вариантом оболочек вращения. Сечение оболочки плоскостью, проходящей через ось вращения, называют *меридиональным* или *первым главным сечением*, а кривую пересечения этой плоскости со срединной (по толщине) поверхностью оболочек называют *меридианом*. Сечение оболочки плоскостью, перпендикулярной к меридиану, называют *вторым главным сечением*.

Если двумя меридиональными и двумя перпендикулярными к меридиану сечениями выделить из оболочки элемент, то в общем случае на его грани будут действовать следующие равномерно распределенные удельные нагрузки, обусловленные, например, внутренним давлением в оболочке: S — удельная сила, растягивающая элемент в меридиональном направлении; T — удельная кольцевая сила, растягивающая элемент в кольцевом направлении; M — удельный меридиональный изгибающий момент, стремящийся изменить кривизну элемента в меридиональном направлении; K — удельный кольцевой момент, изменяющий кривизну элемента во втором главном сечении; N — удельная поперечная сила, действующая по граням вторых главных сечений в направлении радиуса. Теорию, учитывающую все нагрузки, в том числе поперечную силу N и моменты M и K , называют *моментной теорией оболочек*.

В большинстве практических случаев при расчетах тонкостенных оболочек вращения, находящихся под воздействием равномерно распределенного давления, изгибающие моменты и поперечную силу не учитывают, поскольку вызываемые ими напряжения невелики по сравнению с напряжениями от действия сил S и T . Теорию расчета оболочек, в которой учитывают только растягивающие или сжимающие силы S и T , называют *безмоментной* или *мембранной теорией оболочек*. Во многих случаях расчеты по этой теории дают вполне удовлетворительные результаты.

В реальных аппаратах приходится иметь дело с оболочками, нагруженными системами симметричных сил и моментов, расположенных по свободному краю оболочки. Сначала опыт, а затем и теория показали, что влияние таких сил на напряжение и деформации может быть весьма значительным, а их учет может приводить к совершенно неправильным результатам. Задача учета краевых нагрузок при расчетах оболочек получила название *краевой задачи*.

Краевые силы и моменты обусловлены ограничением свободы деформаций краев оболочек, соединенных с оболочками иной формы или толщины, с фланцами, крышками и другими элементами. Кроме того, краевые нагрузки могут возникать вследствие

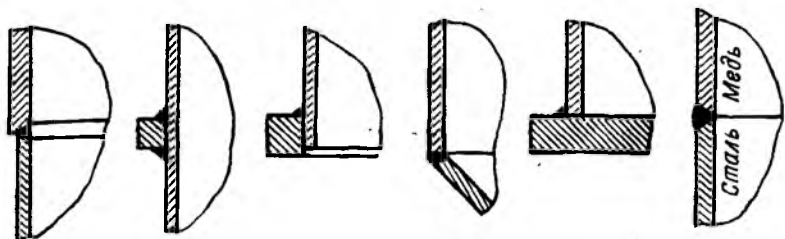


Рис. 8.1. Элементы аппаратов, в которых возникают краевые силы и моменты

резкого изменения давления и температуры, а также прочностных и физических характеристик материалов оболочек в меридиональном направлении. Некоторые элементы аппаратов, в которых возникают краевые силы и моменты, показаны на рис. 8.1.

Напряжения, обусловливаемые краевыми нагрузками, действуют в сравнительно небольшой зоне, прилегающей к краю, и быстро затухают по волнообразному, знакопеременному закону. Уже на расстоянии полутолщины их величина составляет несколько больше 4 % от ее значения на краю. Поэтому длинным условно считают такой цилиндр, длина которого больше полутолщины l изменения краевых нагрузок и напряжений. Для стальных цилиндров $l = 2,5R_s$ (где R — средний радиус, а s — толщина стенки цилиндрической оболочки). При длине цилиндра меньше l краевые нагрузки, возникающие на одном краю, оказывают влияние на деформации другого края. У длинных же цилиндров краевые нагрузки, возникающие на одном краю, не влияют на деформации другого края. Поэтому расчетные схемы длинных и коротких цилиндров при учете краевых нагрузок различны.

Результирующую краевых сил и краевые моменты определяют из уравнений совместности деформаций для сопряженных краев оболочек. После этого находят удельные силы и моменты S, T, M, K, N с учетом краевых и внешних нагрузок и определяют напряжения в оболочках. В частности, для длинной цилиндрической обечайки, жестко соединенной с недеформируемой крышкой и нагруженной внутренним избыточным равномерным давлением p , суммарные удельные нагрузки в стыке определяются выражениями:

$$S = pR/2; T = \mu pR/2; M = (2 - \mu) p/(4k^2);$$

$$K = \mu p (2 - \mu)/(4k^2); N = -p (2 - \mu)/(2k),$$

где μ — коэффициент Пуассона (для сталей $\mu = 0,3$); k — коэффициент затухания напряжений, вычисляемый для цилиндрических обечаек с расчетной толщиной стенки s_R и средним радиусом R по формуле

$$k = \sqrt[4]{3(1 - \mu^2)}/\sqrt{Rs_R}.$$

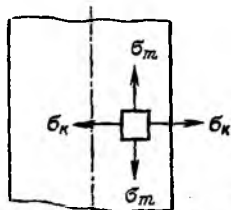


Рис 8.2. Главные мембранные напряжения в тонкостенном цилиндре

Под действием перечисленных сил и моментов в стыке обечайки возникнут меридиональные σ_m , кольцевые σ_k и касательные τ напряжения, которые вычисляются по формулам:

$$\sigma_m = (S/s_R) \pm (6M/s_k^2);$$

$$\sigma_k = (T/s_R) \pm (6K/s_k^2); \quad \tau = N/s_R.$$

Знак «плюс» относится к внутренней, а знак «минус» — к внешней поверхности обечайки.

Эквивалентное напряжение по энергетической теории прочности для плоского напряженного состояния находят с помощью выражения

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_m^2 + \sigma_k^2 - \sigma_m \sigma_k}.$$

Для выполнения условия прочности σ_3 не должно превышать допускаемого напряжения для сварного шва.

В случае других расчетных схем оболочек для учета краевых нагрузок следует воспользоваться специальной литературой [6].

При конструировании аппаратов нужно иметь в виду, что на величины краевых нагрузок оказывают влияние конструкции элементов и свойства материалов. Большие краевые напряжения возникают в жестких соединениях и при использовании хрупких материалов. С увеличением пластичности материала краевой эффект проявляется в меньшей степени вследствие большей податливости материала деформациям. В случае применения хрупких материалов, таких как чугун, или при наличии в конструкции оболочек резких переходов расчет следует проводить с учетом краевых напряжений. При этом нужно учитывать, что краевые напряжения имеют местный характер, поэтому толщины стенок должны быть увеличены лишь в зоне действия этих напряжений.

При расчетах стальных обечайек, обечайек из титана, титана и алюминиевых сплавов, с плавными переходами между сопрягаемыми элементами, которые широко распространены в современном аппаратостроении, толщины стенок можно определять без учета краевых напряжений с использованием формул безмоментной теории, учитывая только мембранные напряжения, показанные на рис. 8.2.

Цилиндрические обечайки аппаратов, толщина стенки которых не превышает 10 % внутреннего диаметра D , называют тонкостенными. Это связано с тем, что при таких толщинах стенок расчеты на прочность по формулам для толстостенных цилиндров с учетом неравномерности распределения напряжений по толщинам стенок и для тонкостенных при равномерных напряжениях по толщинам дают одинаковые результаты.

Основным исходным уравнением безмоментной теории для расчета на прочность осесимметричных оболочек вращения, нагруженных избыточным давлением p , является уравнение Лапласа

$$(\sigma_m/\rho_m) + (\sigma_n/\rho_n) = p/s_R, \quad (8.2)$$

где ρ_m — радиус кривизны срединной поверхности оболочки в направлении меридиональной кривой; ρ_n — радиус кривизны той же поверхности в направлении, перпендикулярном к меридиональной кривой. Для цилиндрических оболочек $\rho_m = \infty$, а $\rho_n = R = D_c/2$ (D_c — средний диаметр). Поэтому толщина стенки определяется кольцевыми напряжениями σ_n и в силу выражения (8.2)

$$s_R = pD_c/(2\sigma_n). \quad (8.3)$$

Известно [6], что меридиональное напряжение в цилиндрических обечайках $\sigma_m = pD_c/(4s_R)$ в два раза меньше кольцевого, поэтому продольное сечение и продольный сварной шов являются более опасными. Напряжения изгиба в стенке $\sigma_a = p/2$ и радиальное напряжение $\sigma_r = -p$ для тонкостенных аппаратов пренебрежимо малы по сравнению с σ_n .

Подставляя в формулу (8.3) вместо σ_n допускаемое напряжение $[\sigma]$ или, если аппарат сварной, то $\varphi_p [\sigma]$ (φ_p — коэффициент прочности продольного сварного шва), выражая средний диаметр D_c через внутренний D ($D_c = D + s_R$) и полагая $p = p_R$, получаем формулу для расчетной толщины стенки

$$s_R = \frac{p_R D}{2[\sigma]\varphi_p - p_R}. \quad (8.4)$$

Коэффициенты прочности сварных швов, установленные ГОСТ 14249—80*, приведены в табл. 8.4.

Исполнительная толщина стенки обечайки определяется с учетом конструкторской прибавки c по формуле

$$s \geq s_R + c,$$

где $c = c_1 + c_2 + c_3$.

Прибавка c_1 предназначена для компенсации коррозии или эрозии при контакте с активными средами; она зависит от агрессивности рабочей среды, химической стойкости материала обечайки и срока службы аппарата. При наличии данных испытаний скорости коррозии или эрозии c_1 находят перемножением этой скорости и принимаемого срока службы аппарата. Для обечаек, изготавливаемых из углеродистых сталей и работающих в условиях атмосферной коррозии, $c_1 = 1 \div 3$ мм. При двустороннем контакте с коррозионной или эрозивной средами прибавка c_1 соответственно увеличивается. Для теплообменных аппаратов холодильных установок прибавку c_1 обычно принимают односторонней, равной 1 мм. Иногда для обечаек аппаратов из высоколегированных сталей и углеродистых, плакированных слоем коррозионно-стойкой стали, принимают $c_1 = 0$. Прибавка c_2 предназначена

Коэффициент прочности сварных швов

Вид сварного шва	Коэффициент прочности сварных швов	
	при длине контролируемых швов 100 % от общей длины *	при длине контролируемых швов 10—50 % от общей длины *
Стыковой или тавровый с двусторонним сплошным проваром, выполняемый автоматической или полуавтоматической сваркой	1,0	0,9
Стыковой с подваркой шва или тавровый с двусторонним сплошным проваром, выполняемый вручную	1,0	0,9
Стыковой, доступный сварке только с одной стороны и имеющий в процессе сварки металлическую подкладку со стороны корня шва, прилегающую по всей длине шва к основному металлу	0,9	0,8
Втавр, с конструктивным зазором свариваемых деталей	0,8	0,65
Стыковой, выполняемый автоматической и полуавтоматической сваркой с одной стороны с флюсовой или керамической подкладкой	0,9	0,8
Стыковой, выполняемый вручную с одной стороны	0,9	0,65

* Объем контроля определяется техническими требованиями на изготовление и правилами Госгортехнадзора СССР.

для компенсации отрицательных допусков на толщину листа. Технологическая прибавка c_3 предусматривает компенсацию утонения стенки элемента при технологических операциях: вытяжке, штамповке, гибке и т. д. Эта прибавка не включает в себя округление исполнительной толщины до стандартной толщины листа. Прибавки c_2 и c_3 учитывают в тех случаях, когда их суммарная величина превышает 5 % номинальной толщины листа.

Принимаемые окончательно при конструировании диаметры и толщины стенок обечаек аппаратов должны соответствовать действующим стандартам на листовой прокат, трубы и диаметры аппаратов.

Для стальных цилиндрических аппаратов, обечайки которых выполняются из листового проката, за базовый принимается внутренний диаметр, а в случае изготовления обечаек из труб — наружный диаметр. Эти диаметры принимают в соответствии с ГОСТ 9617—76* (для стальных сварных обечаек диаметром от 400 до 20 000 мм и для стальных обечаек из труб диаметром от 133 до 1420 мм, а также для обечаек из цветных металлов и сплавов

диаметром до 4200 мм). Допускаемое внутреннее избыточное давление для аппарата рассчитывается по формуле

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_p(s-c)}{D + (s-c)}. \quad (8.5)$$

Формулы (8.4) и (8.5) согласно ГОСТ 14249—80* применимы для обечаек и труб с $D \geq 200$ мм при $(s-c)/D \leq 0,1$ и для труб с $D < 200$ мм при $(s-c)/D \leq 0,3$.

Расчет аппаратов на прочность для условий испытаний производится и не требуется, если $p_{np} < p_R 1,35 [\sigma]_{20}/[\sigma]$, где $[\sigma]_{20}$ и $[\sigma]$ — соответственно допускаемые напряжения при 20 °С и при рабочей температуре аппарата.

Если пробное давление превышает указанную величину, то проверяется условие прочности для режима испытаний, имеющее вид:

$$\sigma = \frac{p_{np} D_0}{2s_R \varphi_p} < [\sigma],$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение для условий испытаний, определяемое по формуле (8.1).

Рассмотренный расчет обечаек теплообменных аппаратов, нагруженных только внутренним избыточным давлением, иногда является недостаточным в связи с действием на обечайку температурных усилий, сил тяжести, а в некоторых случаях — ветровых и сейсмических нагрузок. Температурные усилия и напряжения характерны для кожухотрубных теплообменных аппаратов жесткого типа, в которых трубные решетки с заделанными в них концами труб жестко соединены с торцами обечайки (см. рис. 8.10).

При различных температурах нагрева и различных материалах труб и обечайки их температурные деформации в свободном состоянии оказались бы различными. Жесткое соединение труб с обечайкой через трубные решетки не допускает свободу деформаций, что и обуславливает возникновение температурных усилий. При определении этих усилий предполагают, что трубные решетки не деформируются и поэтому температурные усилия равномерно распределяются на все трубы.

Если обозначить α_T и α_0 температурные коэффициенты линейного расширения материалов соответственно труб и обечайки; E_T и E_0 — модули упругости материалов труб и обечайки; F_T и F_0 — площади поперечного сечения всех труб и обечайки; t_T и t_0 — температуры труб и обечайки, то из уравнений совместности температурных деформаций и уравнений равновесия сил нетрудно определить температурное усилие Q^t в конструкции [6].

В том случае, когда $t_T > t_0$ и $\alpha_T > \alpha_0$,

$$Q^t = \frac{(\alpha_T t_T - \alpha_0 t_0) E_T E_0 F_T F_0}{E_T F_T + E_0 F_0}.$$

Температурные напряжения в трубах и обечайке будут соответственно равны:

$$\left. \begin{aligned} \sigma'_T &= \frac{Q'_T}{F_T} = \frac{(\alpha_T t_T - \alpha_0 t_0) E_T E_0 F_0}{E_T F_T + E_0 F_0}; \\ \sigma'_0 &= \frac{Q'_0}{F_0} = \frac{(\alpha_T t_T - \alpha_0 t_0) E_T E_0 F_T}{E_T F_T + E_0 F_0}. \end{aligned} \right\} \quad (8.6)$$

При одинаковых материалах труб и обечайки, когда $\alpha_T = \alpha_0$ и $E_T = E_0$, оказывается, что $\sigma'_T/\sigma'_0 = F_0/F_T$.

Расчеты показывают, для стальных труб и обечаек при разности их температур 25°C и при $F_T = (1 \div 2) F_0$ напряжение $\sigma_T = 18,8 \div 28,2$ МПа, $\sigma'_0 = 28,2 \div 37,6$ МПа. Это достаточно большие величины, пренебрежение которыми может привести к ошибочным результатам.

Если суммарное осевое усилие F , определяемое силами давлений в трубах и обечайке и температурным усилием, растягивает обечайку, то толщину стенки следует определить из условия прочности кольцевого сварного шва по формуле

$$s_R = F/(\pi D \varphi_T [\sigma]), \quad (8.7)$$

где φ_T — коэффициент прочности кольцевого сварного шва.

Из значений s_R , полученных по формулам (8.4) и (8.7), окончательно следует принять большее.

При сжимающем суммарном осевом усилии F обечайка проверяется на устойчивость по ГОСТ 14249—80*. Методы определения F , установленные ОСТ 26-1185—81, рассматриваются в п. 8.5.

Для уменьшения температурных напряжений σ'_T и σ'_0 в обечайку может быть вварен линзовый компенсатор, имеющий вид гофра. Конструкции и расчет линзовых компенсаторов приведены в справочной литературе [39].

Силы тяжести вызывают дополнительные напряжения в обечайках аппаратов. В частности, расчетная схема горизонтального аппарата, установленного на двух

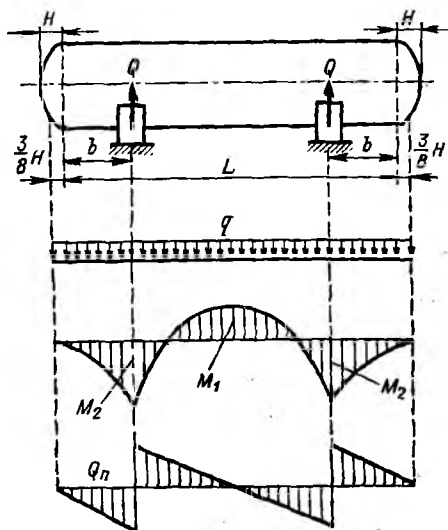


Рис. 8.3. Расчетная схема горизонтального аппарата на двух седловых опорах при действии на него сил тяжести

седловых опорах, при действии на него силы тяжести показана на рис. 8.3.

Аппарат рассматривается как балка на опорах, нагруженная равномерно распределенной по длине нагрузкой $q = G/(L + 0,75H)$, где G — сила тяжести аппарата в рабочем состоянии; L — длина обечайки; H — высота днища. Для двухопорных аппаратов реакция опоры $Q = 0,5G$. Расчет таких аппаратов производится методами, устанавливаемыми РТМ 26-110—77. Изгибающий момент в середине аппарата.

$$M_1 = Q(f_1 L - b),$$

где b — расстояние от опоры до края обечайки.

Изгибающий момент в сечении над опорой

$$M_2 = Qb(1 - b/L + 0,5f_3 D/b - f_2)/f_2.$$

Перерезывающая сила в сечении над опорой

$$Q_n = f_4 Q.$$

Коэффициенты f_1 , f_2 , f_3 и f_4 принимаются по графикам рис. 8.4 в зависимости от относительных размеров аппаратов. Для аппарата без колец жесткости $b \approx 0,2D$, а для аппаратов, укрепленных кольцами жесткости, $b \approx 0,2L$.

Обечайку, толщина стенки которой определялась по формуле (8.4) или (8.7), необходимо проверить на прочность при следующих нагрузках: от совместного действия внутреннего давления в аппарате и изгиба под влиянием силы тяжести; от действия перерезывающей силы и кольцевых напряжений в опорном сечении обечайки.

Прочность стенки обечайки посередине пролета и над опорой при совместном действии внутреннего давления p_R и изгиба, проверяется по формулам:

$$\sigma_1 = \frac{p_R D}{4(s-c)} + 1,275 \frac{|M_1|}{D^2(s-c)} \leq \varphi_T [\sigma]; \quad (8.8)$$

$$\sigma_2 = \frac{p_R D}{4(s-c)} + 1,275 \frac{|M_2|}{k_s D^2(s-c)} \leq \varphi_T [\sigma], \quad (8.9)$$

где k_s — коэффициент для обечаек, не укрепленных кольцами жесткости в опорном сечении, зависящий от угла обхвата δ аппарата седловой опорой и определяемый по рис. 8.5, а. При установке колец жесткости в опорных сечениях $k_s = 1$. При действии на аппарат осевой силы F , определенной с учетом давлений и температурных усилий, первое слагаемое в формулах (8.8) и (8.9) будет $F/[\pi D(s-c)]$. Условие прочности при действии перерезывающей силы Q_n для обечаек аппаратов, не имеющих колец жесткости, в местах расположения опор таково:

при $b/D > 0,25$

$$\tau = 2k_T \frac{Q_n}{D(s-c)} \leq 0,8 [\sigma];$$

при $b/D \leq 0,25$

$$\tau = 2k_8 \frac{Q_n}{D(s-c)} \leq 0,8[\sigma],$$

где k_7 и k_8 — коэффициенты, определяемые по рис. 8.5, а.

Для аппаратов, имеющих кольца жесткости в местах расположения опор, при $b/D > 0,25$

$$\tau = 0,64 \frac{Q_n}{D(s-c)} \leq 0,8[\sigma].$$

Напряжение растяжения в выпуклом днище

$$\sigma_3 = 2k_9 \frac{Q}{D(s-c)} + \sigma_4 \leq 1,25[\sigma], \quad (8.10)$$

где k_9 — коэффициент, определяемый по рис. 8.5, а; σ_4 — напряжение в днище от внутреннего давления [см. формулу (8.15)].

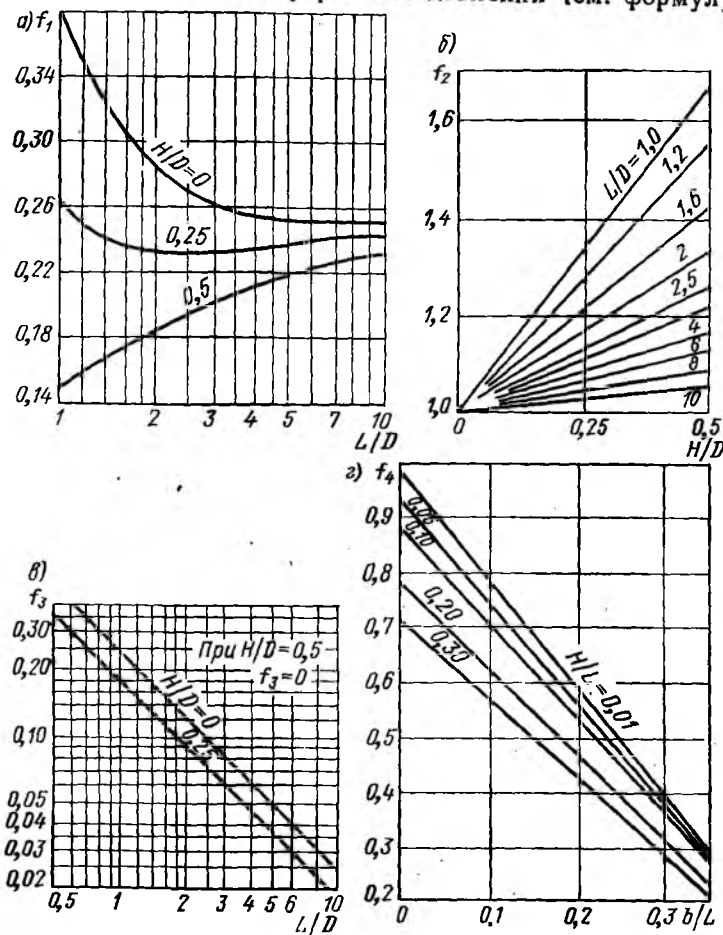


Рис. 8.4. Графики для определения коэффициентов f_1 , f_2 , f_3 и f_4

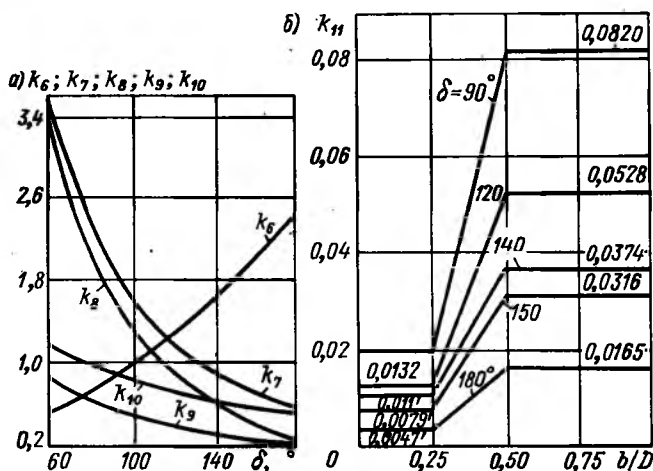


Рис. 8.5. Графики для определения коэффициентов k_6-k_{10} (а) и k_{11} (б)

Прочность опорного сечения обечайки, не укрепленной кольцами жесткости, по кольцевым напряжениям σ_c проверяют в двух точках:

в нижней точке опорного сечения

$$\sigma_{s1} = k_{10} \frac{Q}{(s-c) l_e} \leq \sigma_T [\sigma], \quad (8.11)$$

в верхней точке на гребне седловой опоры для двухопорных аппаратов при $L/D < 4$

$$\sigma_{s2} = \frac{Q}{(s-c)^2} \left[\frac{(s-c)}{4l_e} + 6k_{11} \frac{D}{L} \right] \leq \sigma_T [\sigma], \quad (8.12)$$

где k_{10} и k_{11} — коэффициенты, определяемые на рис. 8.5, а и б; l_e — эффективная длина обечайки в сечении над опорой, рассчитываемая по формуле

$$l_e = B + 1,1 \sqrt{D(s-c)},$$

но не более $B + 30(s-c)$, где B — ширина седловой опоры.

При наличии между седловой опорой и обечайкой опорного листа в формулы (8.11) и (8.12) вместо s следует подставлять суммарную толщину стенки и опорного листа, но не более $2s$. Необходимо также проверить прочность обечайки аппарата за пределами опорного листа, подставив вместо ширины опоры B ширину опорного листа и выбрав коэффициенты k_{10} и k_{11} в зависимости от угла обхвата обечайки опорным листом.

Расчет элементов седловых опор и обечаек аппаратов, укрепленных кольцами жесткости, а также многоопорных горизонтальных и вертикальных аппаратов приведен в специальной справочной литературе [39]. Там же приведены необходимые сведения по

подбору строповых устройств и проверке прочности стенок обечайек под строповыми устройствами при монтаже. Расчет вертикальных аппаратов на действие ветровых и сейсмических сил рассмотрен в книге [39]. Эти вопросы не являются характерными для теплообменных аппаратов холодильных установок и поэтому в настоящей книге опускаются.

8.3. РАСЧЕТ ДНИЩ И КРЫШЕК ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Наиболее распространенной формой днищ в сварных аппаратах является эллиптическая форма с отбортовкой на цилиндр (рис. 8.6, а). Меридиональная кривая этих днищ выполняется по полуэллипсу. Размеры стальных эллиптических днищ регламентированы ГОСТ 6533—78*. Днища такой формы при небольших осевых размерах имеют приблизительно одинаковую нагрузочную способность с цилиндрическими обечайками равной толщины благодаря относительно равномерному распределению напряжений, обусловленному постепенным и непрерывным изменением радиуса кривизны от края к центру.

Полушаровые отбортованные днища (рис. 8.6, б), изготавливаемые согласно МН 4704—63 с $D = 3,6 \div 12$ м и толщиной стенок 10—36 мм, целесообразно применять в крупногабаритных аппаратах, подведомственных Госгортехнадзору.

Сферические неотбортованные днища по ОСТ 26-01-1297—75 (рис. 8.6, в) применяются главным образом в виде составных частей отъемных крышек в аппаратах, работающих под избыточным давлением до 1,6 МПа. Плоские отбортованные (рис. 8.6, г) и неотбортованные (рис. 8.6, д) днища применяют при избыточных

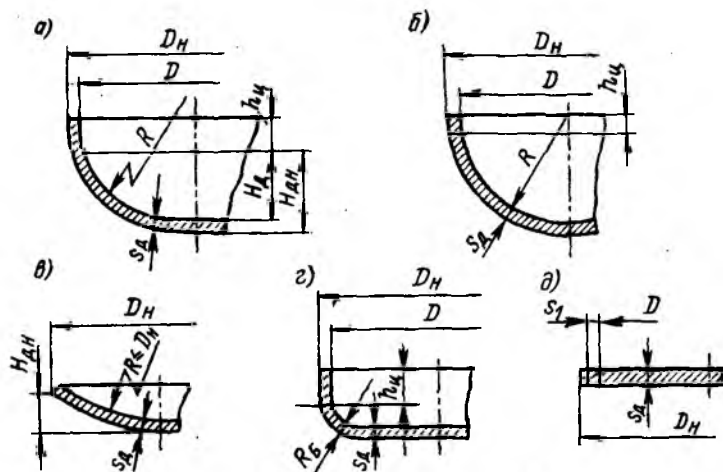


Рис. 8.6. Конструкции днищ сварных аппаратов

давлениях до 0,07 МПа, так как их толщина, полученная из условия прочности, существенно больше толщины цилиндрической обечайки. Достоинствами плоских днищ являются конструктивная простота, технологичность и низкая стоимость. Кроме указанных иногда применяют конические днища и переходы [39], но в теплообменных аппаратах холодильных установок они используются весьма редко.

Расчет днищ и крышек на прочность выполняется по нормам ГОСТ 14249—80*. Расчетная толщина стенки эллиптического и полусферического отбортованного днища, нагруженного внутренним избыточным давлением при условиях $0,002 \leq (s_d - c)/D \leq 0,1$; $0,2 \leq H_d/D \leq 0,5$, определяется по формулам:

$$s_R = \frac{p_R R}{2\varphi[\sigma] - 0,5p_R}; \quad s_d = s_R + c, \quad (8.13); (8.14)$$

где s_d — фактическая толщина днища; c — конструктивная прибавка, принимаемая так же, как для обечайки; D — внутренний диаметр обечайки; H_d — высота внутренней неотбортованной части днища; R — радиус кривизны в вершине днища, $R = D^2/(4H_d)$ ($R = D$ — для эллиптических днищ с $H_d = 0,25D$; $R = 0,5D$ — для полусферических днищ с $H_d = 0,5D$).

Если длина цилиндрической отбортованной части эллиптического днища $h_d > 0,8 \sqrt{D(s_d - c)}$ или $h_d > 0,3 \sqrt{D(s_d - c)}$ — полусферического, то толщина днища должна быть не меньше толщины стенки сопрягаемой с ним обечайки, рассчитанной при $\varphi_p = 1$. Для днищ, изготовленных из нескольких заготовок, коэффициент φ следует принимать в соответствии с табл. 8.4.

Напряжение в днище от внутреннего давления, используемое при проверке прочности по формуле (8.10), определяется выражением

$$\sigma_4 = \{p_R R / [2(s_d - c)]\} + (p_R/4). \quad (8.15)$$

Конструкции сварных соединений плоских днищ с цилиндрическими обечайками аппаратов показаны на рис. 8.7. Расчетная толщина днища находится по формуле

$$s_{1R} = k k_0 D_R \sqrt{p_R / \varphi[\sigma]}, \quad (8.16)$$

где значения коэффициента k и расчетного диаметра D_R в зависимости от конструкции соединения днища с обечайкой принимаются по табл. 8.5.

Коэффициент ослабления k_0 днища отверстиями равен: при одном отверстии диаметром d

$$k_0 = \sqrt{1 + d/D_R + (d/D_R)^2}; \quad (8.17)$$

при нескольких отверстиях

$$k_0 = \sqrt{\frac{1 - \sum (d_i/D_R)^2}{1 - \sum (d_i/D_R)}}, \quad (8.18)$$

где Σdi — максимальная сумма длин хорд отверстий в наиболее ослабленном диаметрально сечении днища.

Для днищ без отверстий $k_0 = 1$.

Исполнительная толщина днища $s_1 = s_{1R} + c$, где конструкционная прибавка c определяется так же, как для обечайки.

Во всех случаях толщина днища s_1 должна быть не меньше толщины сопрягаемой с ним обечайки. Толщина s_2 утоненной части плоского днища по рис. 8.7, к, рассчитывается по формулам:

$$s_{2R} \geq \max \{ (s_1 - c) \sqrt{3(D_R - D_1)/D_R}; 0,5D_R p_R / [\sigma] \}; s_2 \geq s_{2R} + c.$$

Приведенные формулы применимы при $(s_1 - c)/D_R \leq 0,1$. В случае $(s_1 - c)/D_R > 0,1$ необходима проверка допускаемого давления на днище по формуле

$$[p] = [(s_1 - c)/(k k_0 D_R)]^2 k_p \varphi [\sigma],$$

где поправочный коэффициент k_p определяется по выражению

$$k_p = \min \left\{ 1, 0; \frac{2,2}{1 + \sqrt{1 + [6(s_1 - c)/D_R]^2}} \right\}.$$

Типовые конструкции отъемных крышек показаны на рис. 8.8. Толщины стенок эллиптических крышек s_d (рис. 8.8, а и б) опре-

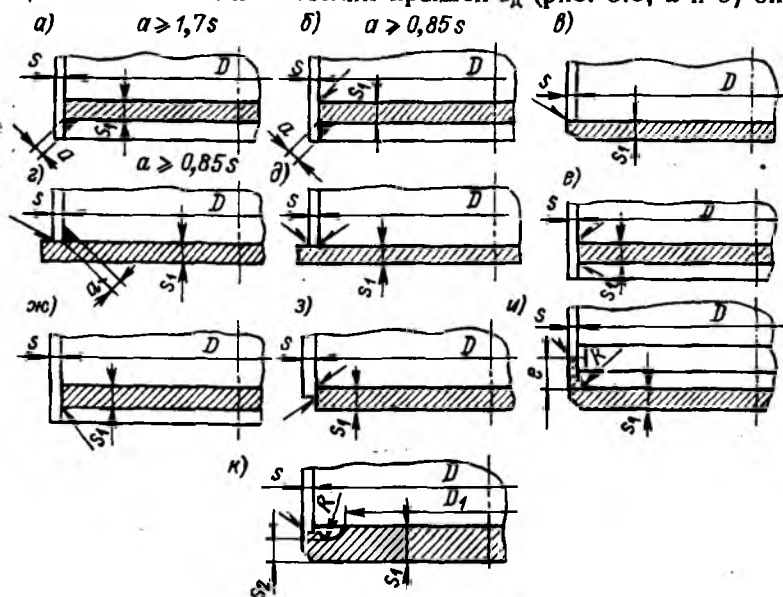


Рис. 8.7. Конструкции сварных соединений плоских днищ с цилиндрическими обечайками аппаратов: а — с односторонним угловым швом без скоса кромки; б, г, з — с двусторонним угловым швом без скоса кромок; в — с односторонним угловым швом и скосом двух кромок; д — с двусторонним угловым швом и двусторонним скосом кромки обечайки; е — с двусторонним угловым швом и двусторонним скосом кромки днища; ж — с односторонним тавровым швом и криволинейным скосом кромки днища; и — с односторонним стыковым швом и подкладкой; к — с односторонним стыковым швом в замок и скосом двух кромок

Таблица 8.5

Значения коэффициента k и D_R в зависимости от конструкций сварного соединения плоского круглого днища с обечайкой

Конструкция сварного соединения (см. рис. 8.7)	Условие соединения	k	D_R
a	—	0,53	$D_R = D$
b	—	0,50	
$в$	—	0,45	
$г$	—	0,50	
$д$	—	0,41	
e	$(s - c)/(s_1 - c) < 0,5$ $(s - c)/(s_1 - c) \geq 0,5$	0,41 0,38	$D_R = D$
$ж$	$(s - c)/(s_1 - c) < 0,5$ $(s - c)/(s_1 - c) \geq 0,5$	0,45 0,41	$D_R = D$
$з$	$(s - c)/(s_1 - c) < 0,5$ $(s - c)/(s_1 - c) \geq 0,5$	0,41 0,38	$D_R = D$
$и$	$l \geq \sqrt{D(s - c)}$ $l < \sqrt{D(s - c)}$	$\max \{0,35; 0,45 [1 - 0,23(s - c)/(s_1 - c)]\}$ $\max \{0,4; 0,47 [1 - 0,23(s - c)/(s_1 - c)]\}$	$D_R = D - R$
$к$	$(s - c)/(s_1 - c) < 0,5$ $(s - c)/(s_1 - c) \geq 0,5$	0,41 0,38	$D_R = D$

деляются по формулам (8.13) и (8.14). Фланцы для этих крышек выбираются стандартными по ОСТ 26-427—79, ОСТ 26-428—79, а иногда делаются специальными. Толщина стенки сферической крышки (рис. 8.8, $в$ и $г$) рассчитывается по формулам:

$$s_R = 0,58 p_R R / (\varphi [\sigma]); \quad s_d \geq s_k + c.$$

Эти формулы применимы при условиях $(s_d - c)/R \leq 0,1$; $0,95D < R < D$.

Формулы для расчета плоских круглых крышек применимы при условии $(s_1 - c)/D_R \leq 0,1$, где s_1 — исполнительная толщина бесфланцевой части крышки.

Расчетная толщина s_{1R} крышек с уплотнением по краю (рис. 8.8, $д$) определяется по формуле (8.16), в которую в этом случае подставляют $k = 0,4$; $D_R = D_6$ (D_6 — диаметр центральной окружности болтов), а для конструкции крышек на рис. 8.8, $е$ коэффициент $k = 0,41$; $D_R = D_{п.с}$ ($D_{п.с}$ — средний диаметр прокладки). Коэффициент k_0 для всех плоских крышек определяется по формуле (8.17) или (8.18).

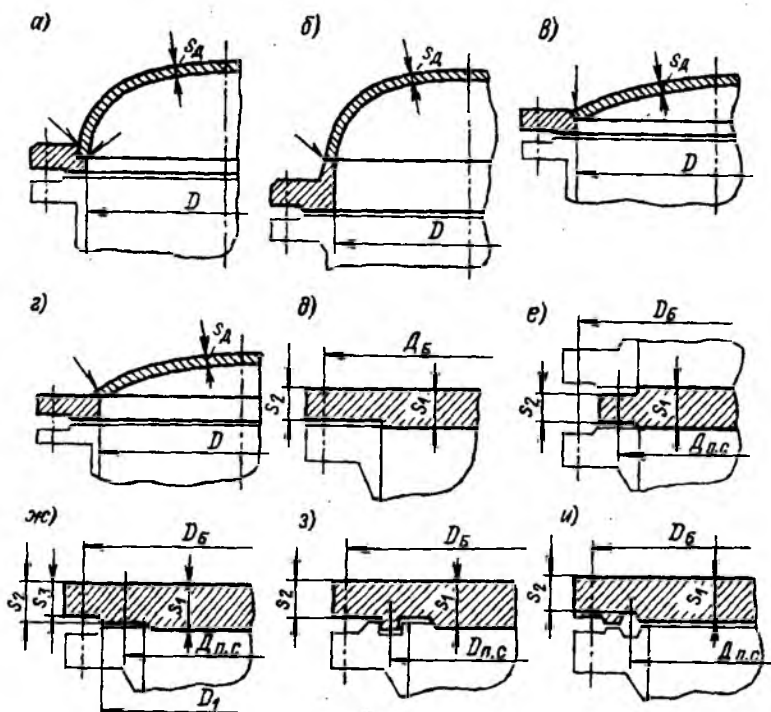


Рис. 8.8. Типовые конструкции отъемных крышек теплообменных аппаратов: а — эллиптическая с плоским фланцем; б — эллиптическая с фланцем, приваренным встык; в — сферическая с угловым сварным соединением с фланцем; г — сферическая со стыковым сварным соединением с фланцем; д — плоская с уплотнением по краю крышки; е — плоская, зажатая между фланцами; ж — плоская с уплотнением на соединительном выступе; з — плоская с уплотнением шиш-паз; и — плоская с уплотнением овальной или восьмиугольной прокладкой

Толщина плоских крышек с дополнительным краевым моментом (рис. 8.8, ж—и) определяется по выражениям:

$$s_{1R} = k_0 k_1 D_R \sqrt{p_R / [\varphi(\sigma)]}; \quad s_1 \geq s_{1R} + c.$$

Значение коэффициента k_1 рассчитывается по формуле:

$$k_1 = 0,41 \sqrt{\left[1 + 3\psi \left(\frac{D_6}{D_{п.с}} - 1\right)\right] / (D_6 / D_{п.с})},$$

где $\psi = 1 + (R_n / Q_n)$; R_n — реакция прокладки; Q_n — равнодействующая внутреннего давления на крышку [см. формулу (8.31)].

Толщина крышек с дополнительным краевым моментом в месте уплотнения определяется по формуле

$$s_2 \geq \max \{k_2 \sqrt{P_6 / [\sigma]}; 0,6 P_6 / ([\sigma] D_{п.с})\} + c, \quad (8.19)$$

где

$$k_2 = 0,8 \sqrt{(D_6 / D_{п.с}) - 1};$$

P_6 — болтовая нагрузка, принимаемая большей из значений, найденных по условиям монтажа или рабочим условиям [см. формулы (8.32) и (8.33)].

Толщина s_3 края крышки по рис. 8.8, ж вне зоны уплотнения рассчитывается по формуле (8.19), в которую вместо $D_{п.о}$ следует подставить D_1 — наружный диаметр выступа.

8.4. УКРЕПЛЕНИЕ ОТВЕРСТИЙ В ОБЕЧАЙКАХ И ДНИЩАХ АППАРАТОВ

Отверстия в стенках обечайек и днищ аппаратов, которые вырезают для установки люков и штуцеров, ослабляют сечения и вызывают существенную концентрацию напряжений вблизи краев отверстий. Во избежание разрушений ослабленных сечений в большинстве случаев вырезанный материал приходится компенсировать за счет местного утолщения стенок патрубка штуцера или аппарата. Такая компенсация называется укреплением отверстий.

Типовые конструкции укрепления отверстий показаны на рис. 8.9.

Наиболее предпочтительным с технологической и экономической точек зрения является укрепление отверстий приварными штуцерами (рис. 8.9, а—б). Если таким образом достигнуть укрепления отверстия не удастся, то применяют конструкции укрепления отверстий с накладными кольцами (рис. 8.9, г, д), торовой вставкой (рис. 8.9, е) и отбортованной стенкой (рис. 8.9, з). Врезные и накладные бобышки (рис. 8.9, ж, з) обычно применяют в случаях фланцевых присоединений патрубков. Все укрепляющие кольца, а также накладные бобышки должны иметь контрольные сквозные отверстия М10, расположенные в нижней части колец или бобышек при рабочем положении аппарата. Эти отверстия предназначены для присоединения патрубков, через которые нагнетается воздух под давлением 0,6 МПа при испытаниях герметичности сварных швов.

Нормы и методы расчета на прочность укрепления отверстий установлены ГОСТ 24755—81. Расчетные диаметры d_R отверстий и штуцеров в зависимости от их формы и расположения относительно обечайек и днищ определяются следующим образом. Для отверстия в стенке обечайки, перехода или днища при наличии штуцера круглого поперечного сечения с внутренним диаметром d , ось которого совпадает с нормалью к поверхности в центре отверстия или лежит в плоскости поперечного сечения обечайки, а также для круглого отверстия диаметром d без штуцера (рис. 8.9, а, б, г, д, ж, з, л)

$$d_R = d + 2c.$$

В случае отверстия для штуцера круглого поперечного сечения, ось которого совпадает с нормалью к поверхности в центре

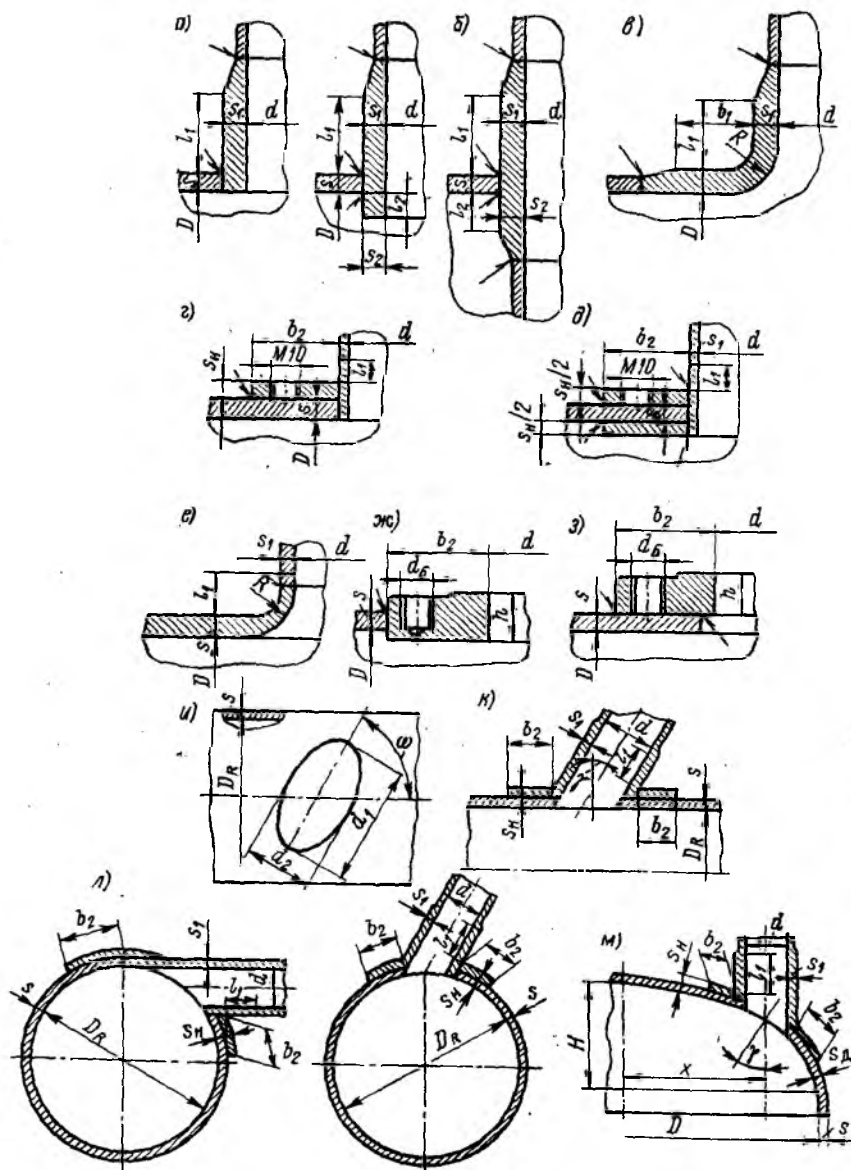


Рис. 3.9. Конструкции укрепления отверстий в стенках аппаратов и днищ
 а — приварным штуцером с внешней и внутренней сторон; б — приварной вводной трубой; в — торцевой вставкой; г — приварным накладным кольцом; д — приварным снаружи и изнутри накладными кольцами; е — отбортованной стенкой; ж — врезной бобышкой; з — накладной бобышкой; и — расположение овального отверстия на обечайке; к — расположение наклонного штуцера в плоскости продольного сечения обечайки; л — расположение штуцеров в плоскости поперечного сечения обечайки; м — смещенный штуцер на эллиптическом днище

отверстия, при наличии торообразной вставки или отбортовки (рис. 8.9, в, е)

$$d_R = d + 1,5 (R - s_R) + 2c.$$

Для отверстия овального профиля, большая ось которого составляет угол ω с образующей обечайкой (рис. 8.9, и) при наличии штуцера с внутренним диаметром d круглого поперечного сечения, наклоненного под углом γ к нормали к поверхности обечайки,

$$d_R = (d + 2c) (1 + \operatorname{tg}^2 \gamma \cos^2 \omega).$$

При такой конструкции условиями применимости расчетных формул являются $\gamma \leq 45^\circ$; $d_1/d_2 \leq 1 + [2\sqrt{D_R(s-c)}]/d_2$. Эти ограничения не распространяются на штуцера, оси которых лежат в плоскости поперечного сечения обечайки.

Для такого же отверстия без штуцера

$$d_R = (d + 2c) [\sin^2 \omega + [(d_1 + 2c)/(d_2 + 2c)]^2 \cos^2 \omega],$$

где d_1 , d_2 — большая и малая оси овального отверстия (для выпуклых днищ принимают $\omega = 0$).

Для отверстия штуцера на эллиптическом днище, центр которого смещен на расстояние x от оси днища (рис. 8.9, м),

$$d_R = (d + 2c)/\sqrt{1 - (2x/D_R)^2},$$

где D_R — расчетный диаметр днища. При этом должно быть $\gamma \leq 60^\circ$ (см. рис. 8.9, м).

Значения расчетных диаметров D_R для различных оболочек и условия применимости формул ГОСТ 24755—81 приведены в табл. 8.6.

Расчетная толщина стенки эллиптических днищ с отверстиями, нагруженных внутренним избыточным давлением, определяется по формуле

$$s_R = p_R D_R / (4\varphi[\sigma] - p_R),$$

где D_R вычисляется в соответствии с табл. 8.6.

Расчетная толщина стенок обечаек вычисляется по приведенным ранее выражениям. Отверстия в краевой зоне выпуклых днищ в порядке исключения допускаются при условии

$$d_R \leq \max \{(s - c); 0,2\sqrt{D_R(s - c)}\}.$$

Как правило, отверстия в краевых зонах днищ и обечаек не допускаются. Поэтому расстояние x_0 по проекции образующей на плоскость основания днища от его края до оси штуцера должно быть:

для эллиптических днищ

$$x_0 \geq 0,05 (D - d);$$

Расчетные диаметры D_R

Укрепляемый элемент	Условия применимости формул		D_R
	d_R/D	s/D	
Цилиндрическая обечайка Конические переход или днище	$\leq 1,0$	$\leq 0,1$ $\leq 0,1/\cos \alpha^*$	D $D/\cos \theta$
Эллиптическое днище То же, стандартное ($H_D = 0,25D$) Сферическое днище	$\leq 0,5$	$\leq 0,1$	$\frac{D_1}{2H} \sqrt{1 - 4 \frac{D^3 - 4H^3}{D^4} x^2}$ $2D \sqrt{1 - 3 (x/D)^2}$ $2R$

* α — угол между образующей и осью конической обечайки.

для сферических днищ

$$x_0 \geq \max \{0,1 (D + 2s); 0,09 + s\} + 0,5d.$$

Ширина зоны укрепления в обечайках, переходах и днищах при отсутствии накладного кольца

$$B_0 = \sqrt{D_R (s - c)}.$$

Расстояние от края цилиндрической обечайки до оси штуцера или отверстия должно быть

$$x_0 \geq (B_0 + d)/2.$$

Если расчетный диаметр одиночного отверстия d_R не превышает величины

$$d_{0R} = 2 \{[(s - c)/s_R] - 0,8\} B_0,$$

то производить укрепление отверстия не требуется. В этом случае штуцер выбирается из конструктивных и технологических соображений.

Отверстие считается одиночным, если расстояние от его края до края ближайшего к нему отверстия удовлетворяет условию

$$b_R \geq \sqrt{d'_R (s'_n + s - c)} + \sqrt{d''_R (s''_n + s - c)}, \quad (8.20)$$

где d'_R и d''_R — расчетные диаметры отверстий; s'_n и s''_n — толщины накладных колец.

Расчетная толщина стенки штуцера, нагруженного избыточным давлением, определяется по формуле

$$s_{1R} = p_R (d + 2c) / (2\Phi_1 [\sigma]_1 - p_R),$$

где $[\sigma]_1$ — допускаемое напряжение для материала штуцера; φ_1 — коэффициент прочности его сварного шва.

Если плоскость, проходящая через продольный шов штуцера и его ось, образует угол не более 30° с плоскостью поперечного сечения обечайки, то принимается $\varphi_1 = 1$. В остальных случаях $\varphi_1 < 1$ в зависимости от вида и качества сварного шва.

Если оказывается, что $d_R > d_{0R}$, то достаточность укрепления отверстия проверяется тонкостенным штуцером, выбираемым по ОСТ 26-1404—76 — ОСТ 26-1410—76 [39]. В процессе расчета последовательно определяются следующие величины.

Расчетная длина внешней части штуцера, участвующая в укреплении отверстия,

$$l_{1R} = \min \{l_1; 1,25 \sqrt{(d+2c)(s_1-c)}\}. \quad (8.21)$$

Расчетная длина внутренней части штуцера (для конструкций по рис. 8.9, а, б)

$$l_{2R} = \min \{l_2; 0,5 \sqrt{(d+2c)(s_2-2c)}\}. \quad (8.22)$$

В случае проходящего штуцера с постоянной по его длине толщиной стенки $s_1 = s_2$.

Расчетная толщина зоны укрепления в стенке обечайки

$$b_{1R} = \min \{l_R; B_0\},$$

где l_R — расстояние от наружной стенки штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (фланца, опоры, кольца жесткости и т. п.).

Расчетная площадь вырезанного сечения

$$F_R = 0,5(d_R - d_{0R})s_R.$$

Расчетные площади укрепляющего сечения укрепляемой стенки и внешней части штуцера равны:

$$F_{SR} = b_{1R}(s - s_R - c); \quad F_{1R} = l_{1R}(s_1 - s_{1R} - c)\kappa_1,$$

где

$$\kappa_1 = \min \{1,0; [\sigma]_1/[\sigma]\}.$$

Расчетная площадь укрепляющего сечения внутренней части штуцера (для конструкций по рис. 8.9, а, б)

$$F_{2R} = l_{2R}(s_2 - 2c)\kappa_2,$$

где

$$\kappa_2 = \min \{1,0; [\sigma]_2/[\sigma]\}.$$

Далее проверяется условие

$$F_{1R} + F_{2R} \geq F_R - F_{SR}, \quad (8.23)$$

при соблюдении которого толщина стенки выбранного тонкостенного штуцера является исполнительной. Если условие (8.23) не выполняется, то методом последовательных приближений толщину штуцера s_1 увеличивают с интервалом $\geq 0,15s$, производя

перерасчет по формулам (8.21)—(8.23) до выполнения условия (8.23). За исполнительную толщину штуцера принимается ближайшая большая для толстостенных штуцеров по ОСТ 26-1412—76—ОСТ 26-1415—76 [39].

Из условия свариваемости максимальная толщина штуцера $s_{1\max} = 1,45s$. Если при такой толщине штуцера условие (8.23) не соблюдается, то необходимо применить конструкцию укрепления с накладным кольцом (рис. 8.9, з), приняв предварительно его толщину $s_n = 0,7s$. Необходимая расчетная площадь накладного кольца определяется по формуле

$$F_{3R} \geq F_R - (F_{SR} + F_{1R} + F_{2R}), \quad (8.24)$$

а его расчетная ширина

$$b_{2R} = F_{3R}/(s_n \kappa_3),$$

где $\kappa_3 = \min \{1,0; [\sigma]_3/[\sigma]\}$; $[\sigma]_3$ — допускаемое напряжение для материала накладного кольца.

Если $b_{2R} \leq \sqrt{D_R (s_n + s - c)}$, то b_2 (рис. 8.9, з) принимают равным b_{2R} , а в качестве исполнительной толщины стенки штуцера s_1 — ближайшее большее значение по ОСТ 26-1412—76—ОСТ 26-1415—76, при котором выполняется условие (8.24). Если $b_{2R} > \sqrt{D_R (s_n + s - c)}$, то последовательно увеличивают s_n с интервалом $\geq 0,15s$ и производят перерасчет до выполнения условия (8.24). В случае $s_n > 1,45s$ рекомендуется, когда это возможно, применять конструкцию с двумя накладными кольцами (рис. 8.9, д). Форма накладных колец для выпуклых днищ — круглая, а для цилиндрических обечаек и переходов — овальная (допускается круглая при $d + 2b_2 \leq 0,6D$).

При отсутствии штуцера и укреплении отверстия накладной бобышкой (рис. 8.9, э) или утолщением стенки аппарата необходимая расчетная площадь укрепляющего сечения определяется по формуле

$$F_{3R} \geq F_R - F_{SR}.$$

В случае врезной бобышки $F_{SR} = 0$. Расчетная ширина накладной бобышки принимается в пределах $b_{2R} \leq \sqrt{D_R (h + s - c)}$, а врезной бобышки — в пределах $b_{2R} \leq \sqrt{D_R (h - c)}$. Необходимая толщина бобышки

$$h = F_{3R}/(b_{2R} \kappa_2).$$

Исполнительная ширина b_2 накладных колец и бобышек отсчитывается от края отверстия. Параметры накладных и врезных стальных фланцевых бобышек стандартизованы ОСТ 26-01-748—73. В тех случаях, когда для соседних отверстий условие (8.20) не выполняется, после рассмотренного выше расчета достаточность укрепления перемычки между отверстиями проверяется по формулам, приведенным в ГОСТ 24755—81 [39].

8.5. РАСЧЕТ ТРУБНЫХ РЕШЕТОК И ТРУБ

В холодильных установках наиболее распространены теплообменные аппараты с двумя неподвижными трубными решетками, жестко связанными с обечайкой сваркой. Такие аппараты наиболее просты по конструкции и в изготовлении. Кроме того, существуют теплообменники с температурным компенсатором на обечайке, с плавающей головкой (одной подвижной трубной решеткой), а также с одной решеткой и U-образными теплообменными трубами.

Размещение концов труб в решетках производится согласно ГОСТ 15118—79*. В теплообменниках с двумя неподвижными решетками оси труб размещают в решетках по вершинам равнобедренных треугольников или шестиугольников с минимально возможным шагом t_p , который обычно назначают в зависимости от наружного диаметра труб d_t , используя следующие соотношения: при $d_t \leq 16$ мм $t_p = 1,2d_t + 3$ мм; при $17 \leq d_t \leq 60$ мм $t_p = 1,2d_t + 2$ мм; при $61 \leq d_t \leq 77$ мм $t_p = 1,2d_t + 1$ мм; при $d_t \geq 78$ мм $t_p = 1,2d_t$.

Число труб, закрепленных в решетке, определяется по выражению

$$i = k_3 \pi D_p / (4 \cdot 0,866 t_p),$$

где $k_3 = 0,70 \div 0,85$ — коэффициент заполнения, учитывающий меньшую плотность размещения труб по краю решетки, необходимость установки перегородок в многоходовых теплообменниках и необходимость установки козырьков-отражателей при входе в межтрубное пространство (для многоходовых теплообменников небольшого диаметра принимают меньшее значение коэффициента k_3); D_p — наибольший диаметр круга, на котором располагаются оси труб в решетке.

Концы труб в трубных решетках закрепляются развальцовкой, развальцовкой в сочетании со сваркой и просто сваркой. Последний вариант создает условия для щелевой коррозии и двусторонней коррозии сварного шва и поэтому применяется ограниченно.

Расчет кожухотрубных теплообменных аппаратов с неподвижными трубными решетками на прочность производится в соответствии с ОСТ 26-1185—81 с учетом взаимного влияния на прочность обечайки, труб и трубных решеток. Толщина трубной решетки s_p должна обеспечивать возможность надежного крепления труб и во всех случаях должна быть не менее

$$s_p \geq 0,5 D_E \sqrt{(p_t - p_R) / [\sigma]_p} + c, \quad (8.25)$$

где D_E — диаметр окружности, которая может быть вписана в максимальную беструбную площадь решетки между трубами или между стенкой обечайки и трубами; p_t и p_R — расчетные давления в трубах и межтрубном пространстве; $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение для решетки, определяемое по ГОСТ 14249—80 (см. п. 8.1); c — конструкторская прибавка.

Для аппаратов, многоходовых по трубному пространству, толщина трубной решетки в сечении паза под уплотнение перегородки должна быть не менее

$$s_n \geq (s_p - c) \max \left\{ \left[1 - \sqrt{\frac{d_o}{b_n} \left(\frac{t_n}{t_p} - 1 \right)} \right]; \sqrt{\varphi_p} \right\} + c, \quad (8.26)$$

где d_o — диаметр отверстий в решетке под трубу, определяемый допусками на размеры труб и отклонениями при изготовлении отверстий (ориентировочно можно принимать $d_o = d_t + (0,016 \div 0,020) d_t$; b_n — ширина паза; t_n — шаг расположения отверстий под трубы в зоне паза; $\varphi_p = 1 - d_o/t_p$ — коэффициент прочности трубной решетки.

Конструкции сварных соединений трубных решеток с обечайками показаны на рис. 8.10. Там же указаны величины эффективных коэффициентов концентрации напряжений k_σ .

Для конструкций аппаратов, имеющих $k_\sigma \leq 1,7$ и предназначенных для работы под давлением до 6,4 МПа при перепаде температур до 40 °С при $(a - a_1)/s_p \leq 3$ (где $a = D/2$ — внутренний радиус корпуса; a_1 — расстояние от оси обечайки до оси наиболее удаленной трубы) и при отсутствии дополнительных требований к жесткости решетки, ОСТ 26-1185—81 предусматривает упрощенный расчет элементов. Поскольку конструктивные и эксплуатационные параметры теплообменных аппаратов холодильных установок обычно удовлетворяют указанным условиям, упрощенный расчет для них оказывается достаточным. Он выполняется в следующей последовательности.

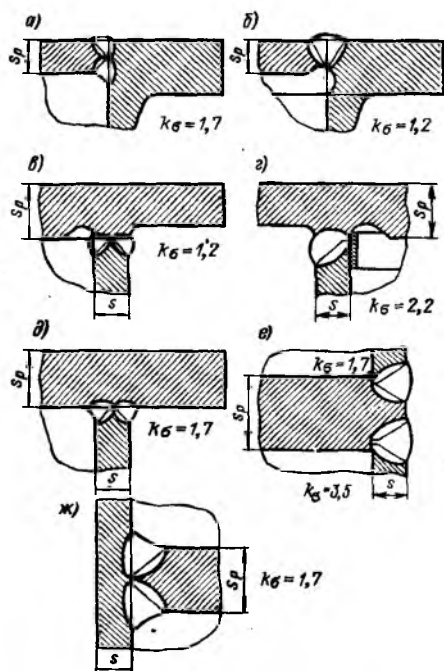
Коэффициенты влияния давлений в межтрубном пространстве и в трубах определяются по формулам:

$$\eta_m = 1 - \frac{id_T^2}{4a_1^2};$$

$$\eta_T = 1 - \frac{i(d_d - 2s_T)^2}{4a_1^2},$$

где s_T — толщина стенки трубы.

Рис. 8.10. Конструкции сварных соединений трубных решеток с обечайками: а, б — бесфланцевых решеток с фланцевой обечайкой; в, г, д — фланцевых решеток с бесфланцевой обечайкой; е, ж — бесфланцевых решеток с бесфланцевой обечайкой



Модуль упругости системы труб (МН/м³)

$$k_y = E_T (\eta_T - \eta_M) / l_T,$$

где E_T — модуль упругости материала труб, МПа; l_T — половина длины труб, м.

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости обечайки

$$\rho = k_y a_1 l_T / (E_0 s),$$

где E_0 — модуль упругости материала обечайки, МПа; s — толщина стенки обечайки, м; a_1 и l_T — в м.

Относительная характеристика беструбного края решетки

$$m = a/a_1.$$

Приведенное давление p_0 (МПа), учитывающее давления в трубах p_T , в межтрубном пространстве p_R , температурные напряжения и жесткости элементов, определяется по формуле

$$p_0 = [\alpha_0 (t_0 - t_c) - \alpha_T (t_T - t_0)] k_y l_T + [\eta_T - 1 + m_{op} + m_n (m_n + 0,5 \rho k_q)] p_T - [\eta_M - 1 + m_{op} + m_n (m_n + 0,3 \rho k_p)] p_R,$$

где α_0 и α_T — коэффициенты линейного расширения материалов обечайки и труб; t_0 , t_T , t_c — средние температуры соответственно стенки обечайки, стенок труб и сборки аппарата ($t_0 = 20^\circ \text{C}$); k_p , k_q — коэффициенты изменения жесткости системы трубы — корпус (для аппаратов с неподвижными трубными решетками $k_p = k_q = 1$; для аппаратов других типов сведения, необходимые для определения k_p и k_q , приведены в ОСТ 26-1185—81); $m_{cp} = 0,15i (d_T - s_T)^2 / a_1^2$.

Коэффициент жесткости трубной решетки ψ_0 определяется в зависимости от η_T :

η_T	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60
ψ_0	0,12	0,15	0,20	0,25	0,30
η_T	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85
ψ_0	0,37	0,44	0,51	0,59	0,68

Вспомогательный коэффициент f_{1p} определяется по рис. 8.11 в зависимости от величин:

$$A' = \frac{|p_0|}{2[\sigma]_a k_{\sigma \Phi p}}; \quad B' = \frac{\psi_0 l_T}{s},$$

где $[\sigma]_a$ — амплитудное допускаемое напряжение для материала решетки. Оно зависит от числа теплосмен N за время всего срока службы аппарата и при $N = 1000 \div 2000$ по ОСТ 26-1185—81 $[\sigma]_a = 630 \div 490$ МПа для углеродистых сталей при $t_R \leq 380^\circ \text{C}$ и для низколегированных сталей при $t_R \leq 420^\circ \text{C}$. Для аустенитных сталей при тех же N $[\sigma]_a = 690 \div 540$ МПа при $t_R \leq 525^\circ \text{C}$. Если число теплосмен не оговорено, то рекомендуется принимать $N = 2000$. Столь большие величины регламентированных стандартом допускаемых напряжений обусловлены местным характером действующих в трубных решетках напряжений.

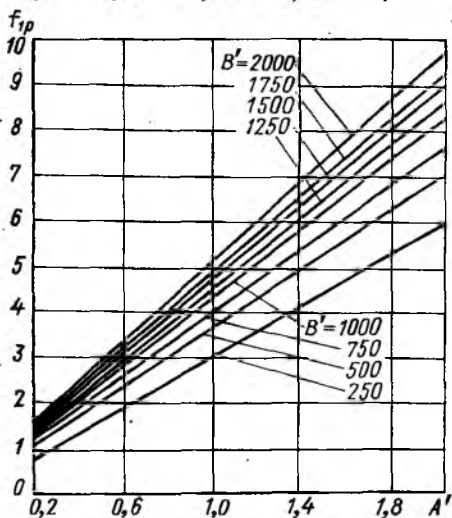
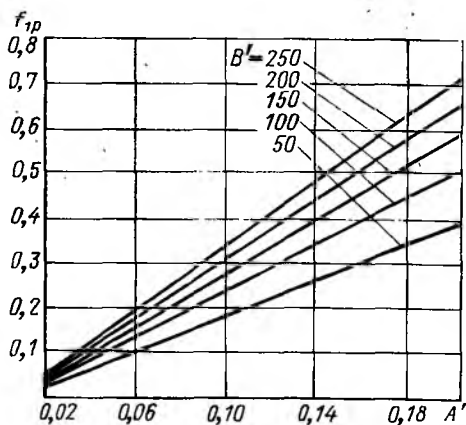


Рис. 8.11. Графики для определения коэффициента f_{1p}

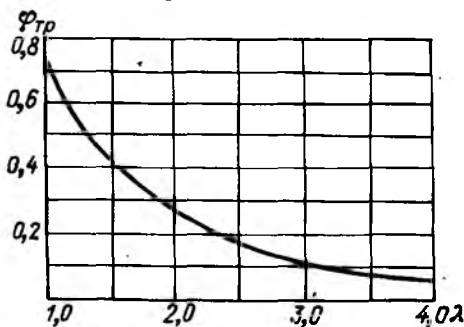


Рис. 8.12. График для определения коэффициента φ_{Tp}

Необходимая для обеспечения прочности толщина трубной решетки рассчитывается по формуле

$$s_p \geq [f_{1p}s/(\eta_T - \eta_M)] + c. \quad (8.27)$$

Исполнительная толщина решетки должна быть принята большей из полученных по формулам (8.25)–(8.27).

Осевое усилие в корпусе

$$F = \pi a^2 \left(p_T - \frac{p_0}{1 + \rho k_q} \right).$$

Осевое усилие в трубе

$$N_T = (\pi a_T^2/4) [(\eta_M \rho_R - \eta_T \rho_T) + f_{2p} \rho_0],$$

где

$$f_{2p} = \frac{\sqrt[4]{z}}{\sqrt[4]{z} + k_q};$$

$$z = \frac{43.7}{B'} \left[\frac{s}{s_p (\eta_T - \eta_M)} \right]^2.$$

Условие прочности труб

$$N_T / [\pi (d_T - s_T) s_T] \leq [\sigma]_T,$$

где $[\sigma]_T$ — допускаемое напряжение для материала труб, определяемое так же, как для обечаек по ГОСТ 14249–80*.

При $N_T < 0$ трубы на устойчивость проверяются по условию

$$|N_T| / [\varphi_{Tp} \pi (d_T - s_T) s_T] \leq [\sigma]_T,$$

где φ_{Tp} определяется по графику рис. 8.12 в зависимости от гибкости труб λ .

Гибкость труб рассчитывается по формуле

$$\lambda = 1.3 \sqrt{\frac{[\sigma]_T}{E_T} \frac{l_R}{d_T - s_T}},$$

где l_R — расчетная длина труб. Для аппаратов без перегородок $l_R = l_T$; для аппа-

ратов с перегородками $l_R = \max \{L_{2R}; 0,7L_{1R}\}$, где L_{2R} — максимальный пролет между перегородками; L_{1R} — максимальный пролет между решеткой и перегородкой.

Далее проверяется условие крепления труб к решетке по выражению

$$|N_T| < [N_T],$$

где N_T — допускаемая нагрузка для соединения труб с решеткой, зависящая от типа соединения.

При соединении труб с решеткой с помощью развальцовки

$$[N_T] = d_T l_B [q],$$

где l_B — глубина развальцовки; $[q]$ — допустимая удельная нагрузка. В случаях гладкозавальцованных труб $[q] = 14,7$ МПа; для труб, завальцованных в пазы, $[q] = 29,4$ МПа; для труб, завальцованных с отбортовкой, $[q] = 39,2$ МПа.

При соединении труб с решеткой приваркой и приваркой с подвальцовкой

$$[N_T] = \pi d_T \delta \varphi_0 \min \{[\sigma]_T; [\sigma]_p\},$$

где δ — высота сварного шва;

$$\varphi_0 = \min \{0,5; (0,95 - 0,2 \lg N)\};$$

$[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение для решетки, определяемое по ГОСТ 14249—80*.

При соединении труб с решеткой развальцовкой с обваркой

$$[N_T] = d_T l_B [q] + 1,9 d_T \delta \varphi_0 \min \{[\sigma]_T; [\sigma]_p\}.$$

В случае, когда оговоренные ранее условия применимости упрощенного расчета не выполняются, необходимо выполнять уточненный расчет аппарата по методике ОСТ 26-1185—81.

8.6. РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

При конструировании применяют, как правило, стандартные фланцевые соединения для аппаратов. Специальные соединения разрабатывают только в обоснованных случаях, когда по рабочим условиям или каким-либо другим соображениям не удастся подобрать стандартных фланцев.

Конструкция принимаемого фланцевого соединения зависит от рабочих параметров аппарата. Плоские приварные к обечайкам или днищам фланцы применяют при $p_R < 2,5$ МПа, $-40 < t_R < 300$ °С и числе циклов нагружения за время эксплуатации до 2000. При $p_R > 2,5$ МПа и $t_R < -40$ °С или $t_R > 300$ °С применяют приварные встык фланцы, которые имеют выполненную заодно с плоским фланцем коническую втулку, узкий торец которой приваривается встык к обечайке, днищу аппарата или к торцу трубы (рис. 8.8, а, б).

При $p_R < 4,0$ МПа и $t_R < 300$ °С фланцы соединяются болтами, а при $p_R > 4$ МПа и $t_R > 300$ °С — шпильками, причем в случаях

$p_R > 6,4$ МПа под гайки шпилек устанавливают шайбы по ГОСТ 9065—75* или ОСТ 26-2042—77.

Наряду с указанными основными типами стандартных фланцевых соединений в аппаратах с $D = 400 \div 2000$ мм при $p_R \leq 1,6$ МПа и $t_R \leq 300$ °С могут также применяться менее металлоемкие фланцевые соединения на зажимах по ОСТ 26-01-396—71 и ОСТ 26-01-385—72. Уплотнение фланцевых соединений достигается с помощью прокладок, уплотняющие поверхности которых прилегают к различным по конструкции элементам фланцев. В уплотнениях различных конструкций применяют следующие прокладки: 1) неметаллические и асбометаллические на соединительном выступе фланцев (рис. 8.8, ж); 2) неметаллические и асбометаллические в уплотнении выступ—впадина или шип—паз (рис. 8.8, з) для сред с высокой проникающей способностью; 3) металлические плоские в уплотнении шип—паз; 4) металлические овального и восьмиугольного сечений (рис. 8.8, и). Параметры прокладок стандартизованы и приведены в справочнике [39].

Нормы и методы расчета на прочность фланцевых соединений стальных аппаратов регламентированы ОСТ 26-373—78, аппаратов из алюминия — РД РТМ 26-01-63—81. Необходимые для выбора прокладок и расчетов параметры приведены в табл. 8.7.

Поскольку специальные фланцевые соединения проектируются, как отмечалось ранее, лишь в исключительных случаях, остановимся только на проверочных расчетах элементов стандартных фланцевых соединений. Такими элементами являются прокладки и резьбовые детали, материалы которых могут варьироваться при фиксированных размерах, определяемых типоразмерами фланцев. Если все размеры фланцев, прокладки, а также болтов или шпилек выбраны по стандарту, то расчет может быть произведен в следующей последовательности.

При наружном диаметре прокладки D_n и ее ширине b_n средний диаметр прокладки

$$D_{n.с} = D_n - b_n.$$

Эффективная ширина прокладки для плоских прокладок

$$b_0 = 0,5b_n \text{ при } b_n \leq 15 \text{ мм;}$$

$$b_0 = 0,6\sqrt{b_n} \text{ при } b_n > 15 \text{ мм;}$$

для прокладок восьмиугольного и овального сечений

$$b_0 = 0,125b_n.$$

Эквивалентная толщина s_0 втулки приварного встык фланца определяется по формуле

$$s_0 = \left[1 + \frac{(s_{1\phi}/s_0 - 1) l_\phi / \sqrt{Ds_0}}{l_\phi / \sqrt{Ds_0} + 0,25 (1 + s_{1\phi}/s_0)} \right] s_0, \quad (8.28)$$

где s_0 и $s_{1\phi}$ — меньшая и большая толщины конической втулки фланца; l_ϕ — длина конической втулки фланца.

Таблица 8.7

Основные параметры прокладок фланцевых соединений

Тип прокладки и ее ширина b_{Π} (мм) в зависимости от D (мм)	Материал и условия применения	m	q	$[q]$	E_{Π}
			МПа		
Плоская неметаллическая: $b_{\Pi} = 12 \div 15$ при $D \leq 1000$; $b_{\Pi} = 15 \div 25$ при $1000 \leq D \leq 2000$; $b_{\Pi} = 25$ при $D > 2000$;	При $p_R \leq 0,6$ МПа, $-30 \leq t_R \leq 100$ °С резина по ГОСТ 7338—77* с твердостью, МПа, по прибору ТШР: 0,76—1,2	0,5 1,0	2,0 4,0	18 20	$3 \left(1 + \frac{b_{\Pi}}{2s_{\Pi}}\right)$ $4 \left(1 + \frac{b_{\Pi}}{2s_{\Pi}}\right)$
	При $p_R \leq 1,6$ МПа, $t_R \leq 550$ °С картон асбестовый по ГОСТ 2850—80 толщиной 3 мм	2,5	20	130	2000
	При $p_R \leq 2,5$ МПа, $-200 \leq t_R \leq 400$ °С паронит по ГОСТ 481—80* толщиной ≥ 1 мм	2,5	20	130	2000
	Независимо от p_R при $-200 \leq t_R \leq 250$ °С фторопласт-4 по ГОСТ 10007—80Е толщиной 1—3 мм	2,5	10	40	2000
	При $p_R \geq 2,5$ МПа, $-200 \leq t_R \leq 300$ °С: алюминий АД по ГОСТ 21631—76* латунь Л63 по ГОСТ 2208—75* сталь 05кп по ГОСТ 1050—74** сталь по ГОСТ 5632—72* 08Х13 08Х18Н10Т	4,0 4,75 5,5 5,5 6,5	60 90 125 125 180	— — — — —	— — — — —
Плоская металлическая (только для уплотнений шип—паз): $b_{\Pi} = 10 \div 12$ при $D \leq 1000$; $b_{\Pi} = 12 \div 15$ при $D > 1000$					

Тип прокладки и ее ширина b_n (мм) в зависимости от D (мм)	Материал и условия применения	m	q	$[q]$	E_n
			МПа		
Плоская состав- ная $b_n = 12+18$ при $D \leq 1600$; $b_n =$ $13+25$ при $D >$ > 1600	При $p_R \leq 6,4$ МПа, $-200 \leq t_R \leq 550$ °С ас- бест по ГОСТ 2850—80 в оболочке толщиной 0,2—0,3 мм из материа- лов:				
	алюминия	3,25	38	—	—
	меди	3,5	46	—	—
	латуни	3,5	46	—	—
	стали 05кп	3,75	53	—	—
	стали 12Х18Н10Т	3,75	63	—	—
Овальная или восьмиугольного сечения: $b_n = 12+$ $+18$ при $D \leq 600$; $b_n = 16+22$ при $600 < D \leq 800$; $b_n = 18+28$ при $800 < D \leq 1000$; $b_n = 22+42$ при $1000 < D \leq 1600$	При $p_R \geq 6,4$ МПа, $-200 \leq t_R \leq 550$ °С: стали 05кп, 08Х13 » 08Х18Н10Т	5,5 6,5	125 180	— —	— —

Для плоского приварного фланца s_ϕ принимается равной тол-
щине обечайки.

Далее определяется ряд вспомогательных величин:

$$\lambda_\phi = h_\phi / \sqrt{D s_\phi}; \quad k_\phi = D_\phi / D$$

(где h_ϕ — толщина; D , D_ϕ — внутренний и наружный диаметры
фланца);

$$\psi_1 = 1,28 \lg k_\phi; \quad j = h_\phi / s_\phi;$$

$$\omega_\phi = [1 + 0,9\lambda_\phi (1 + \psi_1 j^2)]^{-1}; \quad \psi_2 = (k_\phi + 1) / (k_\phi - 1).$$

Угловая податливость фланца (1/МН·м)

$$y_\phi = \frac{[1 - \omega_\phi (1 + 0,9\lambda_\phi)] \psi_2}{k_\phi^3 E_\phi}, \quad (8.29)$$

где E_ϕ — модуль упругости материала фланца.

Если соединяются фланцы с различными размерами или мате-
риалами, то для каждого из них рассчитываются величины $y_{\phi 1}$
и $y_{\phi 2}$ с использованием формулы (8.29).

При соединении фланца с плоской крышкой определяют $y_{\phi 1}$
для фланца и угловую податливость крышки $y_{кр}$ (1/МН·м) по
формуле

$$y_{кр} = x_{кр} / (h_{кр}^3 E_{кр}), \quad (8.30)$$

где

$$x_{кр} = \frac{0,67 \{k_{кр}^2 (1 + 8,55 \lg k_{кр}) - 1\}}{(k_{кр} - 1) \left[k_{кр}^2 - 1 + (1,857 k_{кр}^2 + 1) \left(\frac{\delta_{кр}}{h_{кр}} \right)^3 \right]};$$

$h_{кр}$ — толщина фланцевой части крышки; $E_{кр}$ — модуль продольной упругости материала крышки; $k_{кр} = D_{\phi}/D_{п.с}$; $\delta_{кр}$ — толщина плоской крышки.

Линейная податливость прокладки (м/МН)

$$y_{п} = s_{п}/(\pi D_{п.с} b_{п} E_{п}),$$

где $E_{п}$ — модуль упругости материала прокладки (см. табл. 8.7). Для металлической прокладки $y_{п} = 0$.

Если длина болта между опорными поверхностями головки и гайки или длина шпильки между опорными поверхностями гаек $l_{б0}$, то расчетная длина болта или шпильки определяется соответственно по формулам:

$$l_{б} = l_{б0} + 0,28d_{б}; \quad l_{с} = l_{с0} + 0,56d_{б},$$

где $d_{б}$ — диаметр болта.

Линейная податливость болтов или шпилек (м/МН)

$$y_{б} = l_{б}/(E_{б} f_{б} z_{б}),$$

где $E_{б}$ — модуль продольной упругости материала болта или шпильки; $f_{б}$ — расчетная площадь поперечного сечения по внутреннему диаметру резьбы d_1 ($f_{б} = \pi d_1^2/4$); $z_{б}$ — число болтов в соединении, которое должно быть кратно четырем.

Коэффициент жесткости фланцевого соединения

$$\alpha = A [y_{б} + 0,25 (B_1 + B_2) (D_{б} - D_{п.с})],$$

где

$$A = [y_{п} + y_{б} + 0,25 (y_{\phi 1} + y_{\phi 2}) (D_{б} - D_{п.с})^2]^{-1};$$

$$B_1 = y_{\phi 1} (D_{б} - D_1 - s_{11}); \quad B_2 = y_{\phi 2} (D_{б} - D_2 - s_{22});$$

$D_{б}$ — диаметр окружности расположения осей болтов или шпилек.

При соединении фланца с плоской крышкой $y_{\phi 1}$ рассчитывается по формуле (8.29), а $y_{\phi 2} = y_{кр}$ определяется по формуле (8.30); $B_2 = 0,25 y_{кр} (D_{б} - D_{п.с})$. Для фланцев с овальными и восьмиугольными стальными прокладками $\alpha = 1$.

Для соединений с приварными фланцами безразмерный коэффициент $\gamma_{ф}$ определяется по формуле

$$\gamma_{ф} = A y_{б}.$$

Нагрузка на фланцевое соединение от внутреннего избыточного давления

$$Q_{д} = 0,785 D_{п.с}^2 p_R. \quad (8.31)$$

Допускаемые напряжения для болтов (шпилек) в зависимости от температуры (ОСТ 26-373—78)

Расчет- ная тем- пература, °C	[σ] ^t _б (МПа) для сталей марок					
	35; БСт-5	12Х18Н10Т; 10Х17Н13М2Т	45Х14Н13В2Н	35Х; 40Х; 38ХА; 37Х12Н8Г8МФБ	25Х2М1Ф; 26Х1МФ	25Х2М1Ф
20	130	110	160	230	230	230
100	126	105	150	230	230	230
200	120	98	138	225	225	225
250	107	95	132	222	220	225
300	97	90	126	220	215	220
						215

Реакция прокладки в рабочих условиях

$$R_n = 2\pi D_n c b_s m p_R,$$

где m — коэффициент, принимаемый по табл. 8.7.

Усилие, возникающее от температурных деформаций приварных фланцев из различных материалов,

$$Q_i = \gamma_{\phi} z_{\phi} f_{\phi} E_{\phi} [0,5 (\alpha_{\phi 1} + \alpha_{\phi 2}) t_{\phi} - \alpha_{\phi} t_{\phi}],$$

где $\alpha_{\phi 1}$, $\alpha_{\phi 2}$, α_{ϕ} — коэффициенты теплового линейного расширения материалов соответственно двух фланцев и болта; t_{ϕ} и t_{ϕ} — расчетные температуры фланцев и болта (шпильки), которые для приварных плоских и приварных встык фланцевых соединений при рабочей температуре t принимаются:

для изолированных элементов:

$$t_{\phi} = t, \quad t_{\phi} = 0,97t;$$

для неизолированных элементов:

$$t_{\phi} = 0,96t; \quad t_{\phi} = 0,95t.$$

Болтовая нагрузка в условиях монтажа (до подачи внутреннего давления) при $p_R < 0,6$ МПа

$$P_{\phi 1} = \max \{ \alpha Q_d + R_n;$$

$$\pi D_n c b_s q; 0,4 [\sigma]_{\phi}^{20} z_{\phi} f_{\phi} \}, \quad (8.32)$$

где q — параметр, определяемый по табл. 8.7; $[\sigma]_{\phi}^{20}$ — допускаемое напряжение для болтов при температуре 20 °C; при $p_R > 0,6$ МПа $P_{\phi 1}$ определяется по выражению (8.32) без учета третьего члена.

Болтовая нагрузка в рабочих условиях

$$P_{\phi 2} = P_{\phi 1} + (1 - \alpha) Q_d + Q_i, \quad (8.33)$$

причем Q_i учитывается только при $Q_i > 0$.

Условия прочности болтов (шпилек):

$$\frac{P_{\phi 1}}{z_{\phi} f_{\phi}} < [\sigma]_{\phi}^{20}; \quad \frac{P_{\phi 2}}{z_{\phi} f_{\phi}} < [\sigma]_{\phi}^t, \quad (8.34)$$

где $[\sigma]_0$ — допускаемое напряжение для болтов при расчетной температуре, приведенное в табл. 8.8.

Для сталей марок, не указанных в таблице, допускаемые напряжения определяются по нормам, приведенным в ОСТ 26-373—78 и в справочнике [39].

Если любое из условий (8.34) не выполняется, то необходимо принять более прочный материал болтов либо для нестандартных фланцев увеличить их число, но так, чтобы оно оставалось кратным четырем.

Условие прочности прокладки (только для неметаллических прокладок):

$$P_{\text{св}}/(\pi D_{\text{п.о}} b_{\text{п}}) < [q], \quad (8.35)$$

где $[q]$ — по табл. 8.7.

В случае несоблюдения условия (8.35) следует увеличить ширину прокладки, если это возможно, либо изменить ее материал. При необходимости проектирования нестандартных фланцевых соединений необходимо пользоваться материалами, приведенными в справочнике [39].

Глава 9

МЕТОДЫ АНАЛИЗА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

9.1. МЕТОДИКА

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА АППАРАТОВ

Технико-экономический анализ работы теплообменного аппарата может преследовать следующие задачи:

сопоставление аппаратов различного типа, имеющих одно и то же целевое назначение;

определение оптимальных режимов работы установленных аппаратов в схеме холодильной установки;

подбор элементов оборудования, в том числе теплообменного, входящего в состав холодильной установки (машины).

В самом общем случае критерием для выбора того или иного решения являются приведенные затраты. Для сопоставления аппаратов различного типа критерием может служить часть приведенных годовых затрат холодильной установки (I), которая относится к аппарату и является в данном случае переменной величиной. Такие затраты, как, например, заработная плата обслуживающего персонала; отопление и освещение зданий; амортизация здания и его ремонт и другие расходы, могут в расчет не приниматься, так как при решении данной задачи являются постоянной величиной.

При проектировании холодильных установок чаще всего приходится сравнивать варианты теплообменного оборудования, один из которых имеет меньшие капитальные вложения, а второй — меньшие эксплуатационные затраты. Так, при уменьшении общей поверхности теплообменного аппарата капитальные вложения уменьшаются, но увеличиваются затраты на привод компрессора. В этих случаях для оценки вариантов используют затраты, которые являются суммой текущих (эксплуатационных) расходов и единовременных затрат (капитальные вложения, сметная стоимость), приведенных к одинаковой размерности в соответствии с нормативным коэффициентом сравнительной экономической эффективности,

$$\Pi = C_i + E_n K_i = \min,$$

где i — порядковый номер; C_i — эксплуатационные затраты; E_n — нормативный коэффициент; K_i — капитальные затраты.

Годовой экономический эффект $\mathcal{E}$ получают при реализации экономически более целесообразного варианта решения

$$\mathcal{E} = \pm E_n (K_1 - K_2) \mp (C_2 - C_1).$$

Годовые эксплуатационные затраты определяют по формуле

$$C = \mathcal{E} + P_t + P_k + A + B + \dots,$$

где $\mathcal{E}$ — затраты на электроэнергию для привода нагнетателей; P_t и P_k — затраты на текущий и капитальный ремонты; A — амортизационные расходы; B — расходы на воду и т. п.

Стоимость аппаратов вместе с монтажом, упаковкой и средними транспортными расходами приводится в ценниках.

Стоимость (руб.) и массу аппарата (кг) можно выразить приближенными эмпирическими формулами вида:

$$S_{\text{ап}} = a + bF; \quad M_{\text{ап}} = c + dF. \quad (9.1); (9.2)$$

Величины a , b , c и d для различных холодильных аппаратов приведены в табл. 9.1.

В случае конструирования нового аппарата расчет его стоимости можно выполнить по методике укрупненного калькулирования, рекомендованной по ЦКТИ им. И. И. Ползунова. Формула для определения стоимости аппарата в общем случае имеет вид

$$S_{\text{ап}} = \sum_{j=1}^n \left[\frac{M_j S_j}{K_n} \prod_{i=1}^6 C_i + (1 + C_7) W M_j \prod_{i=1}^4 C_i \right],$$

где M_j ; S_j — масса и стоимость материалов отдельных элементов аппарата (труб, корпуса, трубных досок и т. п.); K_n — коэффициент использования металла; W — удельная величина производственной зарплаты, приходящейся на 1 кг металлоконструкций; C_i — коэффициенты, учитывающие внепроизводственные расходы C_1 , накопления C_2 , неучтенные затраты C_3 , затраты на спецоснастку, подготовку технологического процесса, обслуживание

Таблица 9.1

Значения постоянных в формулах (9.1) и (9.2)

Тип аппарата	a, руб.	c, кг	b, руб./м³	d, кг/м²
Вертикальные кожухотрубные конденсаторы (КВ)	540	575	11,7	40,12
Горизонтальные кожухотрубные конденсаторы (КТГ) и испарители (ИТГ)	500	623	14,7	23,77
Панельные испарители (ИП) с баком без отделителя жидкости (ОЖ)	666,4	500	15,23	27,94
Конденсаторы судовые кожухотрубные (КСК)	—	650	—	48,5
Испарители судовые кожухотрубные (ИСК)	—	500	—	42,5
Конденсаторы кожухотрубные КТР-35Б, КТР-55Б	400	500	14,44	7,89
Конденсаторы кожухотрубные КХ 40, КХ 60, КХ 110, КХ 170	400	500	14,44	7,89
Конденсаторы кожухотрубные КР-85, КР-110Ш	400	500	14,44	7,89
Конденсаторы кожухотрубные КФ130а, КФ260	400	500	14,44	7,89
Конденсаторы морского исполнения МКТР-22-25, МКТР-80	1500	500	46,9	7,89

и т. п. C_4 , транспортно-заготовительные расходы C_5 , стоимость полезных полуфабрикатов C_6 , косвенные цеховые и общезаводские расходы C_7 .

Стоимость хладагента, заряжаемого в аппарат, подсчитывается по следующей формуле:

$$S_a = V\xi\rho_s/1000,$$

где V — объем соответствующей части аппарата; ξ — коэффициент заполнения; ρ — плотность жидкого хладагента; s_a — оптовая цена за 1 т, руб.

Аналогичным образом рассчитываются стоимости и других рабочих сред. Цены на некоторые материалы приведены в табл. 9.2.

Стоимость изоляции аппарата учитывается только для оборудования, подобного испарителю, и определяется так:

$$S_{из} = F_{н.о} \delta_{из} s_{из},$$

где $F_{н.о}$ — суммарная площадь поверхности наружных ограждений; $\delta_{из}$ — толщина изоляции; $s_{из}$ — цена 1 м³ материала.

Стоимость насоса S_n может иметь значение при определении оптимальной скорости теплоносителя для данного конкретного аппарата. В остальных случаях количество хладоносителя или охлаждающей воды является постоянным и амортизация стоимо-

Таблица 9.2

Цены на некоторые рабочие среды,
используемые в холодильной технике *

Рабочая среда	Стандарт	Оптовая цена за 1 т, руб.
R11:	ТУ 6-02-727—78 с изм. № 1	1 000
сорт высший		
сорт I		950
сорт II		850
R12	ГОСТ 19212—73 *	1 300
R12B1:	ТУ 6-82-1103—82	
сорт I		15 000
сорт II		14 500
R13	ТУ 6-02-960—79	6 000
R13B1	ТУ 6-02-1104—77	
сорт I		15 800
сорт II		14 800
R14	ТУ 6-02-922—79	25 000
R22	ГОСТ 8502—73 *	2 000
Технический R22	ТУ 6-02-866—79	1 700
R112	ТУ 23844—79	1 200
R113	ГОСТ 23844—79	1 900
R114B2	ГОСТ 15899—79	3 700
R142	ТУ 6-02-588—75 с изм. № 1	2 400
Этиленгликоль:	ГОСТ 19710—83 Е	
сорт I		485
сорт II		440
продукт с государствен-		515
ным знаком качества		
Этиленгликоль концен-	ГОСТ 6367—52 *	470
трированный		
Аммиак жидкий ** син-	ГОСТ 6221—82 * Е	
тетический		
марки А:		
сорт высший		104
сорт I		98
марки Б		97
Кальций хлористый тех-	ГОСТ 450—77 *	
нический жидкий:		
сорт I (содержание ос-		13,30
новного вещества 38 %)		
сорт II (содержание ос-		11,30
новного вещества 35 %)		
сорт II (содержание ос-		9,90
новного вещества 32 %)		
Кальций хлористый тех-	ГОСТ 450—77 *	
нический кальцинирован-		
ный:		
сорт высший		98
сорт I		72

* Прейскурант № 05-01. Оптовые цены на химическую продукцию обще-
промышленного назначения. М.: Прейскурантиздат, 1980.

** При поставке аммиака жидкого синтетического в баллонах дополни-
тельно взимается 21 руб. за 1 т.

сти насоса исключается из переменной части общей стоимости эксплуатации. Величину S_n можно подсчитать по уравнению вида:

$$S_n = s_n N_n,$$

где $N_n = V \Delta p / (1000 \eta_n)$, s_n — цена насоса с установленной мощностью 1 кВт.

Стоимость компрессора S_k также должна быть отнесена к переменной части приведенных затрат. При разных температурах кипения потребуются компрессоры различного размера.

Расходы на ремонт оборудования можно оценить в виде доли его от стоимости

$$P = S_{ап} \frac{P_{ап}}{100} + S_{вз} \frac{P_{вз}}{100} + S_n \frac{P_n}{100} + S_k \frac{P_k}{100}.$$

Здесь P — процент от стоимости того или иного оборудования на его ремонт, $P = 1 \div 5 \%$.

Стоимость электроэнергии, затрачиваемой в насосе (вентиляторе), равна

$$\mathcal{E}_{н(в)} = s_e N_{н(в)} \tau,$$

где s_e — стоимость 1 кВт·ч электроэнергии; τ — число часов работы оборудования.

Мощность, потребляемая компрессором, будет изменяться при изменении режима работы аппарата. При постоянном значении Q_0 изменение интенсивности теплопередачи будет связано с изменением температурного напора в нем.

Эксплуатационные расходы на электроэнергию для привода компрессора можно подсчитать по формуле

$$\mathcal{E}_k = s_e N_k \tau.$$

Эксплуатационные расходы на охлаждающую воду в общем виде можно выразить следующим уравнением:

$$B = G_w \beta s_w \tau / 1000,$$

где G_w — расход воды в конденсаторе; β — отношение расхода свежей воды к циркулирующей, зависящее от принятой системы охлаждения; s_w — стоимость 1 т воды.

Располагая приведенной выше информацией и используя справочную литературу, можно решить одну из трех перечисленных в п. 9.1 задач.

9.2. МЕТОДИКА СОПОСТАВЛЕНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Технико-экономическое сопоставление отдельных теплообменных аппаратов следует производить на основе приведенных затрат (Π , руб./год). Сравнение значений Π для различных аппаратов должно производиться при одинаковом количестве передаваемой теплоты и равных параметрах охлаждающей или охлаждаемой среды (расход, температура на входе и выходе).

Сопоставление конденсаторов воздушного, испарительного охлаждения с конденсаторами водяного охлаждения надо производить, рассматривая последнее в совокупности с градирнями или аппаратами первого контура. При этом сравнение осуществляется при одинаковых расходах охлаждающего воздуха, его температуре и относительной влажности.

Кроме технико-экономического сопоставления в ряде случаев представляет интерес сравнение отдельных аппаратов по конструктивным показателям, таким как масса, габаритные размеры, по стоимости, а также по тепловой эффективности. Для оценки тепловой эффективности аппаратов используется энергетический коэффициент, представляющий отношение количества теплоты и мощности, затрачиваемой на перекачивание теплоносителя,

$$E = Q/\Sigma N.$$

Условия сопоставления по конструктивным показателям следующие:

- 1) количество передаваемой теплоты для всех аппаратов одинаково ($Q = \text{idem}$);
- 2) суммарные затраты энергии на преодоление сопротивления при движении теплоносителей и агента $\Sigma N = \text{idem}$;
- 3) тепловая эффективность аппарата $E = \text{idem}$;
- 4) расход теплоносителя (или хладоносителя) и расход агента $G_r = \text{idem}$; $G_a = \text{idem}$;
- 5) одинаковые температурные условия: средняя температура теплоносителя (хладоносителя) $t_{r(x)} = \text{idem}$, агента $t_a = \text{idem}$, средний температурный напор θ_m .

Выражая Q из уравнения теплопередачи (3.5) и относя теплоту и расходуемую мощность к единице площади поверхности теплообмена, получим

$$E = k\theta_m/\Sigma N_r,$$

где $\Sigma N_r = N_{r\text{вн}} + N_{r\text{н}}$, кВт/м²; $N_{r\text{вн}}$ — расход мощности на перекачку рабочей среды, движущейся внутри труб; $N_{r\text{н}}$ — то же для среды, обтекающей трубы снаружи. Оба отнесены к 1 м² расчетной площади поверхности аппарата.

Для кожухотрубных аппаратов с учетом сопротивления по длине, местных сопротивлений на входе и выходе из проточной части внутреннего пространства трубного пучка первая составляющая мощности (Вт/м²) может быть рассчитана по формуле

$$N_{r\text{вн}} = \frac{V_r \Sigma \Delta p}{\eta F_{\text{вн}}} = \frac{\omega \pi d_{\text{вн}}^2 \Sigma \Delta p_{\text{вн}}}{\eta 4 \pi d_{\text{вн}} l} = \frac{\omega d_{\text{вн}}}{4 \eta l} \Sigma \Delta p_{\text{вн}},$$

где V_r — расход среды, м³/с; ω — скорость, м/с; η — КПД насоса.

Имея в виду, что

$$\Delta p = \Delta p_{\text{тр}} + \Sigma \Delta p_{\text{меот}} = \frac{\rho \omega^2}{2} \left[\xi \left(\frac{l}{d_{\text{вн}}} + \Sigma \xi \right) \right],$$

получаем

$$N_{F_{\text{вн}}} = 0,125 \left(\xi + \frac{\sum \xi}{l/d_{\text{вн}}} \right) \frac{\omega^3 \rho}{\eta}.$$

Для расчета мощности $N_{F_{\text{вн}}}$, теряемой в межтрубном пространстве, необходимо определить $\Delta p_{\text{вн}}$, рассчитав его для одно- или двухфазного (конденсация, кипение) потоков с учетом типа и назначения аппарата (см. гл. 3).

Сопоставление габаритных, массовых и стоимостных показателей различных типов аппаратов должно осуществляться при одинаковых энергетических коэффициентах. Действительно, рассматривая первое и второе условия сопоставления для двух аппаратов, обозначенных индексами 0 и 1, получаем при $Q_0 = Q_1$ и $N_{F0} = N_{F1}$

$$Q_0/N_{F0} = Q_1/N_{F1} \text{ или } k_0/N_{F1} = k_1/N_{F0}; E_0 = E_1.$$

Полученное выражение позволяет найти сопряженные значения мощностей всех сопоставляемых аппаратов, соотношение поверхностей которых при принятых условиях сравнения таково:

$$F_1/F_0 = q_{F0}/q_{F1} = N_{F0}/N_{F1}.$$

Соотношение объемов, занимаемых аппаратами:

$$V_1/V_0 = F_1 \omega_0 / F_0 \omega_1 = N_{F0} \omega_0 / N_{F1} \omega_1,$$

где ω — коэффициент компактности, характеризующий расчетную площадь поверхности теплообмена, заключенную в 1 м³ пространства.

Соотношение масс аппаратов:

$$M_1/M_0 = m_1 F_1 / m_0 F_0 = m_1 N_{F0} / m_0 N_{F1},$$

где m — масса единицы площади поверхности аппарата, кг/м².

Соотношение стоимостей поверхностей теплообмена аппарата:

$$S_{a1}/S_{a0} = s_1 N_{F0} / s_0 N_{F1},$$

где s — стоимость единицы массы теплообменной поверхности, руб.

В случае, если графики зависимостей $E = f(N_F)$, в логарифмической сетке изображаются параллельными линиями, приведенные выше формулы дадут одинаковые соотношения поверхностей, объемов, масс и стоимостей во всем исследованном интервале скоростей рабочих сред. В противном случае для разных скоростей теплоносителя и соответствующих им величин сопряженных мощностей (при $E = \text{idem}$ или $N = \text{idem}$) будут разные соотношения между поверхностями и другими характеристиками аппаратов.

9.3. МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ И ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ АППАРАТОВ

Перед решением этой задачи необходимо выбрать критерий оптимизации, независимые переменные и методику расчета, а также установить ограничения на режимные и конструктивные характеристики. Располагая этой исходной информацией, можно составить наиболее приемлемый алгоритм поиска оптимальных параметров аппарата [41].

В качестве критерия оптимизации могут выступать: приведенные затраты, стоимость, масса, объем аппарата. В качестве ограничений могут быть приняты: допустимый диапазон изменения независимых параметров, ограничения габаритных размеров, перепадов давлений или мощности на прокачку теплоносителя. Можно, например, искать минимальную стоимость аппарата при ограничениях на его объем, массу, длину и т. п. В качестве независимых переменных могут выступать: диаметр труб, скорость движения теплоносителя, начальная температура воды, степень обременения и т. п.

Для примера рассмотрим алгоритм оптимизации кожухотрубного конденсатора с водяным охлаждением. Выберем в качестве критерия оптимизации приведенные затраты, представляющие собой сумму годовых эксплуатационных затрат, связанных с транспортировкой теплоносителей, и стоимости аппарата.

Ограничения по размерам труб будут регламентированы номенклатурой труб, выпускаемых промышленностью. Нелинейным ограничением при оптимизации конденсаторов будет являться максимально допустимый перепад давлений $\Delta p_{\max}$ (по теплоносителю) либо ограничение по мощности на прокачку воды, что регламентируется характеристиками насоса. Например,

$$N = \frac{0,184 G_w v_w^{0,2} k_m}{\eta} W^{1,8} d_{\text{вн}}^{-1,2} l \leq N_{\max},$$

где N — мощность нагнетателя; G_w — массовый расход жидкости; k_m — коэффициент, учитывающий местные потери; η — КПД нагнетателя.

При этом принято, что потери на трение учитываются так:

$$\xi = 0,184 \text{Re}^{0,2}.$$

При проектировании конденсатора в качестве независимых переменных могут быть приняты: $d_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр труб; w — скорость движения воды в трубах; μ — кратность охлаждения (отношение расхода охлаждающей воды G_w к расходу пара $G_{\text{п}}$); $t_{\text{в1}}$ — температура воды на входе в конденсатор.

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде при турбулентном режиме [см. формулу (2.8)] можно выразить в виде

$$\alpha_w = 0,021 \lambda \nu^{0,8} \text{Pr}^{0,43} d_{\text{вн}}^{-0,2} w^{0,8}.$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующего агента α_a можно вычислить по одной из расчетных формул (см. п. 1.1), задаваясь в первом приближении температурой стенки

$$t_{ст}^{(1)} = 0,5 \left(t_k + t_{т1} + \frac{\Delta i}{2c_{pw}\mu} \right).$$

с последующим приближением

$$t_{ст}^{(2)} = \frac{t_k \alpha_a + \alpha_w (t_{т1} + \Delta i / (2c_{pw}\mu))}{\alpha_a + \alpha_w},$$

где Δi — изменение энтальпии агента, Дж/кг; c_{pw} — теплоемкость воды.

Коэффициент теплопередачи находим по формуле

$$k = \left[\frac{1}{\alpha_{пр-а}} + \frac{d_{вн}}{2\lambda_{тр}} \ln \frac{d_{вн} + 2\delta_{тр}}{d_{вн}} + \frac{d_{вн} + 2\delta_{тр}}{\alpha_w d_{вн}} \right]^{-1}.$$

Расчетная длина труб определяется так:

$$l = \frac{Q}{\pi k \theta_m (d_{вн} + 2\delta_{тр}) n_{тр}};$$

$$l = \frac{\Delta i \rho_w d_{вн}^2 w}{4k \theta_m (d_{вн} + 2\delta_{тр}) \mu},$$

где

$$\theta_m = \frac{\Delta i}{c_{pw}\mu} \left(\ln \frac{t_k - t_{т1}}{t_k - t_{т1} - \frac{\Delta i}{c_{pw}\mu}} \right)^{-1}.$$

Масса аппарата рассчитывается так:

$$M_{ап} = \frac{4G_{п} C_{мр_{тр}} \delta_{тр} (d_{вн} + \delta_{тр}) \mu l}{\rho_w d_{вн}^2 w},$$

где $C_{м} \approx 1,2 \div 1,3$ — отношение массы аппарата к массе

Объем аппарата рассчитывается так:

$$V_{ап} = G \Delta i (d_{вн} + 2\delta_{тр}) / (4u_{тр} k \theta_m),$$

где $u_{тр}$ — коэффициент заполнения трубной доски $\approx 0,25 \div 0,3$.

Стоимость аппарата рассчитывается по формуле (9.1).

Варьируя независимыми переменными, можно получить зависимости вида: $S_{ап} = f(d_{вн})$; $S_{ап} = f(w)$; $S_{ап} = f(\mu)$; $S_{ап} = f(t_{т1})$ и определить экстремум этих функций либо $\Pi = f(t_{т1})$; $\Pi = f(d_{вн})$; $\Pi = f(w)$.

Вопросы целесообразного использования оребрения решаются на основе технико-экономического анализа. К одно-, одностороннее оребрение применяется в том случае, когда $\alpha_1 \gg \alpha_2$; двустороннее оребрение применяется в тех случаях, когда $\alpha_1 \approx \alpha_2$, а к аппарату предъявляются повышенные требования по компактности.

Рассмотрим упрощенный метод оптимизации коэффициента оребрения применительно к аппаратам одностороннего

рения. Введем обозначение: $\delta^* = \delta_{ст}/\delta_p$ — отношение толщины стенки трубы к толщине ребра. Тогда объем металла, расходуемого на теплообменный элемент, будет равен

$$V = F_{вн}\delta_{ст} + \left(\frac{\beta-1}{2}\right)F_{вн}\frac{\delta_{ст}}{\delta^*}.$$

Из уравнения теплопередачи

$$\theta_m/Q = 1/kF_{вн} \approx 1/\alpha_n\beta F_{вн} + 1/\alpha_n a F_{вн} = 1/\alpha_n F_{вн} (1/\beta + 1/a),$$

где

$$a = \alpha_{вн}/\alpha_n.$$

Отсюда

$$F_{вн} = \frac{Q}{\theta_m \alpha_n} \left(\frac{1}{\beta} + \frac{1}{a} \right)$$

и далее

$$V = \frac{Q\delta_{ст}}{\theta_m \alpha_n} \left(\frac{1}{\beta} + \frac{1}{a} \right) \left(1 + \frac{\beta-1}{2\delta^*} \right) = \frac{\delta_{ст}Q}{\theta_m \alpha_n} \left(\frac{1-1/2\delta^*}{\beta} + \right. \\ \left. + \frac{\beta}{2a\delta^*} + \frac{1}{2\delta^*} + \frac{1}{a} - \frac{1}{2a\delta^*} \right).$$

Условие минимизации расхода металла можно выразить в виде

$$d(V)/d\beta = 0,$$

откуда

$$\beta = \sqrt{a(2\delta^* - 1)}. \quad (9.3)$$

Приняв характерные значения α_n и $\alpha_{вн}$ для типовых аппаратов, можно на основе уравнения (9.3) рекомендовать примерные значения β . Так, например, при оребрении труб со стороны хладагента в кожухотрубных аппаратах $\beta = 1,8$ для аммиачных аппаратов, $\beta = 3$ — для фреоновых. При оребрении воздушных конденсаторов (со стороны воздуха) $\beta = 12$ для аммиачных ВК, $\beta = 7$ для фреоновых ВК.

Аналогичным образом могут быть решены и другие задачи оптимизации режимов и параметров аппаратов холодильных установок на стадии их конструирования и проектирования.

9.4. ВЫБОР ТЕПЛООБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ, РАБОТАЮЩЕГО В СОСТАВЕ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

В этом случае речь идет о подборе оборудования, входящего в состав холодильной машины или установки. Вопрос о влиянии выбора основных теплообменных аппаратов на эффективность всей машины рассмотрим на примере модели холодильной машины автомобильного кондиционера, работающего в режиме охлаждения (летний режим). Принимаем следующие ограничения: конденсатор и воздухоохладитель — аппараты воздушного охлажде-

ния заданного или выбранного типа, экономичность работы кондиционера определяется эксплуатационными затратами (дополнительным расходом топлива).

Выбор оптимального соотношения поверхностей воздухоохладителя и конденсатора осуществляется в зависимости от скорости набегающего потока воздуха на конденсатор при минимизации дополнительных затрат мощности на привод кондиционера в целом. Поскольку фронтальные сечения аппаратов определяются спецификой объекта (размерами кузова и салона), увеличение поверхности аппаратов возможно лишь за счет изменения его глубины. Диапазон скоростей набегающего потока воздуха на конденсатор определяется скоростью движения автомобиля, а скорость воздуха в узком сечении конденсатора определяется аэродинамикой автомобиля.

Таким образом, увеличение поверхности конденсатора и испарителя должно, с одной стороны, приводить к понижению температуры конденсации и повышению температуры кипения, что в конечном счете приведет к уменьшению работы компрессора $L_k (N_k)$, с другой стороны увеличение поверхностей приведет к повышению Δp , а следовательно, к увеличению мощности вентилятора и дополнительных потерь мощности основного двигателя. При изменении скорости движения транспортного средства будут меняться и условия работы конденсатора.

Алгоритм расчета состоит из основной программы, где рассчитываются величины мощности компрессора, вентилятора; потери мощности основного двигателя, а также тепловые нагрузки аппаратов.

Работа основной программы обеспечивается подпрограммами расчета узловых точек холодильного цикла, характеристик компрессора, вентилятора, воздухоохладителя и конденсатора. Эффективность кондиционера может быть оценена величиной эксергетического КПД

$$\eta_e = G(e_{x1} - e_{x2}) / (N_k + N_v + N_{\text{потерь}} + \dots),$$

где G — расход подаваемого в салон воздуха; e_{x1} ; e_{x2} — эксергия воздуха, подаваемого и удаляемого из салона.

В знаменателе суммируются все затраты эксергии. Условие оптимизации формулируется как $\eta_e \rightarrow \max$.

Вопросам оптимизации холодильных установок и, в частности, теплообменных аппаратов, входящих в их состав, посвящены работы А. А. Гоголина, И. М. Калниня, В. В. Оносовского и др. В каждом случае на задачу оптимизации накладывались свои ограничения, в рамках которых и справедливы полученные решения и рекомендации.

ПУТИ ИНТЕНСИФИКАЦИИ
ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

10.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Одной из актуальных и важных задач, стоящих перед инженерами, проектирующими и конструирующими холодильные установки, является снижение металлоемкости теплообменных аппаратов и расхода энергии на их эксплуатацию.

Технико-экономический (или энергетический) анализ условий работы установки в целом или аппарата как ее элемента позволяет при заданных условиях теплообмена выбрать оптимальные или близкие к ним значения температурных напоров между средами. При выбранном θ_m задачей интенсификации является уменьшение площади поверхности аппарата при заданной производительности либо увеличение производительности при заданной площади поверхности. Как следует из уравнения теплопередачи $Q = k\theta_m F$, каждая из этих задач может быть решена путем увеличения коэффициента теплопередачи, т. е. путем интенсификации теплообмена со стороны рабочих сред. При заданных Q и F увеличение k позволяет уменьшить температурный напор θ_m , т. е. снизить энергетические затраты в цикле холодильной машины.

Таким образом, народнохозяйственный эффект по повышению коэффициента теплопередачи может быть получен в различных вариантах. Например, для заданной производительности аппарата можно, во-первых, при выбранном температурном напоре θ_m уменьшить площадь теплопередающей поверхности F , обеспечив при этом экономию металла. Во-вторых, можно, не сокращая F , уменьшить температурный напор, что при заданной температуре охлаждаемой или охлаждающей среды позволит повысить температуру кипения хладагента или понизить температуру его конденсации, что приведет к экономии электроэнергии. Вопрос о предпочтительности того или иного из этих вариантов может быть решен путем технико-экономического расчета.

Для определения путей интенсификации аппаратов большое значение имеет правильное представление о физической картине процесса теплообмена и факторах, определяющих частные термические сопротивления, от которых зависит коэффициент теплопередачи. Проблема интенсификации холодильных аппаратов усугубляется низкими температурами рабочих сред, особенно в испарителях, и малыми температурными напорами между средами. Вследствие высокой вязкости хладоносителя и ухудшения условий парообразования хладагента коэффициенты их теплоотдачи при снижении температуры уменьшаются, что приводит к уменьшению и общего коэффициента теплопередачи. Например, при изменении температуры кипения от 0 до -40°C в аммиачных кожухо-

трубных испарителях с хладоносителем CaCl_2 коэффициент теплопередачи k изменяется от 740 до 240 $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, в воздухоохлаждающих с хладагентом R22 — от 24 до 10 $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Весьма существенным является также вопрос и об интенсификации теплообмена в конденсаторах с водяным охлаждением из-за невысоких коэффициентов теплоотдачи при конденсации фреонов и в воздушных конденсаторах из-за низких α при теплоотдаче к воздуху. Последнее обстоятельство имеет особое значение в связи со все более расширяющимся применением в холодильных установках испарительных и воздушных конденсаторов.

Поскольку интенсификация теплопередачи всегда связана с определенными затратами, вопрос о целесообразности применения того или иного способа интенсификации должен решаться на основе технико-экономического или энергетического сопоставления. В некоторых случаях выбор способа интенсификации определяется требованиями, которые предъявляются в конкретной задаче (уменьшение массы или габаритных размеров аппарата и др.). Технико-экономическое и энергетическое сопоставление должно проводиться при оптимальных для рассматриваемых вариантов скоростях рабочей среды и температурных напорах [26].

10.2. ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА В КОЖУХОТРУБНЫХ АППАРАТАХ С МЕЖТРУБНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ХЛАДАГЕНТА

Анализ величин термических сопротивлений в аппаратах из гладких чистых труб показывает следующее. В испарителях при низких температурах кипения ($t_0 = -20 \div -45^\circ \text{C}$) термические сопротивления теплоотдачи со стороны хладоносителя (CaCl_2) и кипящего хладагента примерно одинаковы, а при температурах выше 0°C основным является сопротивление хладагента. Во фреоновых конденсаторах наиболее существенное значение имеет сопротивление теплоотдачи со стороны конденсирующегося хладагента, и в аммиачных — сопротивления со стороны хладагента и теплоносителя (воды) примерно одинаковы.

Сторона хладоносителя. Повышение коэффициента теплоотдачи от хладоносителя можно осуществить за счет уменьшения диаметра теплопередающих труб. В настоящее время у нас наиболее часто применяются трубы с $d_{\text{вн}} = 20$ мм, в то время как за рубежом обычно используют трубы с $d_{\text{вн}} = 12 \div 14$ мм [26]. Снижение $d_{\text{вн}}$ с 20 до 13 мм привело бы к повышению коэффициента теплоотдачи на 15 % при ламинарном и на 9 % при турбулентном режиме потока. Одновременно с этим повысилась бы и компактность аппарата, так как размещение прежней поверхности можно было бы осуществить в обечайке меньшего диаметра.

Другим, более эффективным путем интенсификации является применение турбулизаторов потока. При турбулентном и отчасти переходном режиме целесообразными являются устройства, тур-

булизирующие лишь периферийные слои потока у самой стенки трубы. В этом случае турбулизируется лишь тонкий пристенный слой, в котором сосредоточивается наиболее инертная часть потока. Термическое сопротивление этого слоя является основным сопротивлением теплообмену между жидкостью и стенкой. Основная же масса потока проходит по трубе без воздействия на нее турбулизаторов, что позволяет избежать излишнего расхода энергии. К турбулизаторам периферийного типа относятся кольцевые и проволоочные спиральные.

Проведенный в работе [26] анализ показал, что применение таких турбулизаторов при турбулентном и переходном режимах течения энергетической выгоды не дает, хотя, конечно, при равных скоростях рабочей среды коэффициент теплоотдачи в интенсифицированном аппарате выше, чем в неинтенсифицированном.

При температуре хладоносителя (CaCl_2) ниже -20°C режим его течения при оптимальных скоростях носит ламинарный характер. В ламинарном потоке турбулизация должна распространяться на все сечение потока. Наилучшими для ламинарного потока являются ленточные турбулизаторы, представляющие собой ленту, завитую в виде винта с шагом $l = (6 \div 10) d_{\text{вн}}$, которая закручивает всю массу жидкости по спирали вокруг оси трубы. Их применение позволяет получить при температурах рассола от -30 до -40°C и оптимальных его скоростях сокращение площади поверхности теплопередачи в 1,6—1,7 раза или экономию электроэнергии на 6—8 % [26]. Оптимальная скорость хладоносителя при этом уменьшается примерно в 2 раза ($w_{\text{опт}}^{\text{гб}} = 0,5 \div 0,6$ м/с против 1,0—1,2 м/с в гладкой трубе).

Несколько меньший эффект дает применение при ламинарном течении хладоносителя спиральных проволоочных турбулизаторов с шагом спирали около трех диаметров трубы. Экономия электроэнергии в условиях ламинарного потока составляет примерно 5 %, а площадь поверхности теплопередачи сокращается в 1,1 раза [26] по сравнению с гладкотрубными испарителями при оптимальных скоростях рассола ($w_{\text{опт}}^{\text{гб}} = 0,7$ м/с, а $w_{\text{опт}}^{\text{гг}} = 1,4$ м/с).

Достоинством ленточных и спиральных турбулизаторов является сравнительная легкость их изготовления и установки в существующие испарители с гладкими трубами. Снижение скоростей хладоносителя можно осуществлять сокращением в два раза числа его ходов в аппарате.

Примерно одинаковые со спиральными турбулизаторами показатели по энергетике и интенсификации теплообмена имеют трубы с продольными внутренними ребрами. Наиболее подходящими для внутреннего оребрения являются звездообразные алюминиевые вставки, освоенные отечественной промышленностью применительно к внутритрубному кипению фреонов. Вставки рекомендуются выполнять в виде коротких ($l/d_{\text{вн}} = 20 \div 30$) отрезков, поворачиваемых один относительно другого на угол, равный по-

ловине угла между лучами звезды. Это дает повышение коэффициента теплоотдачи примерно в два раза по сравнению с неразрезанной на куски вставкой. Значительно больший эффект дало бы закручивание вставки винтом вокруг своей оси. В этом случае эффект оребрения соединяется с эффектом закручивания потока. Однако опытные данные по теплообмену в такой конструкции нам неизвестны.

При турбулентном потоке, имеющем место в случае охлаждения воды, внутреннее оребрение может привести к интенсификации теплообмена лишь при одинаковой с гладкой трубой скорости хладоносителя. Однако в этом случае будет происходить перерасход электроэнергии и снижение экономичности холодильной установки. При оптимальных скоростях хладоносителя ($w_{\text{опт}}^{\text{ор}} = 0,5w_{\text{опт}}^{\text{гл}}$) не получается выигрыша ни в коэффициенте теплоотдачи, ни в расходе электроэнергии.

Сторона хладагента. Повышение коэффициента теплоотдачи при кипении хладагента имеет наиболее существенное значение для фреоновых испарителей. Однако и в аммиачных аппаратах при низких температурах кипения интенсификация теплообмена на стороне хладагента представляется весьма важной практической задачей. Имеется два основных пути интенсификации теплообмена при кипении хладагента на пучках труб: 1) увеличение числа центров парообразования и создание наиболее благоприятных условий возникновения и роста паровой фазы на каждой трубе; 2) повышение конвективной составляющей теплообмена при движении потока от ряда к ряду.

Реализация первого пути практически может быть достигнута следующими главными способами: 1) созданием капиллярного пористого слоя на поверхности труб [20]; 2) применением оребрения с малым расстоянием между ребрами, соизмеримым с отрывным диаметром пузыря [26]. Создание пористого слоя можно осуществить путем наложения на трубы тонкого слоя неметаллических покрытий (стеклоткани, фторопласта и др.). Этот метод позволяет значительно повысить интенсивность теплообмена, однако отсутствие данных о долговечности и стабильности неметаллических покрытий не позволяет пока рекомендовать их для практического применения.

Известен также [46] метод интенсификации теплообмена при кипении R12 и R22 на трубах, покрытых сеткой из медной проволоки ($d = 0,025$ мм) с ячейками $0,04 \times 0,04$ мм в свету и толщиной покрытия (в три слоя) 0,15 мм. В результате экспериментов с одиночной трубой было получено превышение коэффициента теплоотдачи при кипении в 1,65 раза по сравнению с оребренной поверхностью и в 2,3 раза по сравнению с пористым гальваническим покрытием. Однако, как показало сопоставление, коэффициенты теплоотдачи на трубах с сетчатым покрытием примерно в 1,4—1,8 раза ниже, чем на трубах со спеченным капиллярно-

пористым. По этой причине, а также ввиду неосвоенности производства трубы с сетчатым металлическим покрытием не получили практического применения.

Наиболее перспективным методом интенсификации теплообмена при кипении хладагентов является создание на трубах капиллярно-пористого металлического слоя [20]. Металлическое покрытие труб является более надежным, прочным и технологичным по сравнению с неметаллическим, к тому же оно обеспечивает высокую интенсификацию теплообмена. Металлические пористые покрытия могут наноситься различными способами: электрохимическим осаждением, напылением, спеканием с поверхностью металлического порошка, стружки и др. Материалами для покрытия могут служить медь, алюминий, сталь, различные сплавы. Пористый слой может быть образован и из металла самой трубки путем механического воздействия на ее поверхность. В работе [65] на трубе, обработанной таким образом, получено увеличение теплоотдачи по сравнению с гладкой трубой примерно в 4—5 раз.

В исследованиях, выполненных в ЛТИХПе, установлено, что самым эффективным с позиций теплообмена является метод спекания, позволяющий получить упорядоченную структуру пористого слоя с заданными геометрическими параметрами, обеспечивающими интенсивный процесс парообразования в нем [20, 26]. Однако наиболее технологически освоенным в настоящее время является создание пористого слоя путем газотермического напыления с использованием в качестве исходного материала проволоки или порошка. Результаты испытания испарителя из труб с таким покрытием приведены в работе [29]. Оптимальными характеристиками пористого слоя, полученного методами напыления и спекания, являются: толщина 0,15—0,3 мм и пористость 40—50 %.

Наибольший эффект применение пористых покрытий дает в области низких температур и небольших плотностей теплового потока ($q < 2 \text{ кВт/м}^2$). При таких условиях средние коэффициенты теплоотдачи при кипении R12 и R22 на медной трубе с пористыми покрытиями из того же металла превышают соответствующие величины для гладкой трубы приблизительно в 7—10 раз [26].

При кипении на пучке труб на величину коэффициента теплоотдачи влияет число рядов труб в пучке по вертикали. Для гладкотрубного пучка влияние рядности проявляется в увеличении среднего коэффициента теплоотдачи пучка по сравнению с коэффициентом при кипении на одиночной трубе. Для пучка труб с пористым покрытием это влияние несущественно. Поэтому отношение коэффициентов теплоотдачи кипящих фреонов в кожухотрубных испарителях из труб с покрытиями и из гладких труб значительно меньше, чем для одиночных труб.

Наружное оребрение труб путем накатки широко применяется сейчас для интенсификации теплообмена при кипении фреонов. Повышение интенсивности теплообмена на оребренных трубах можно объяснить большим прогревом жидкости в межреберных

впадинах и увеличением числа центров парообразования по сравнению с гладкими поверхностями. Последнее связано с тем, что в местах соединения ребер с трубой ухудшается смачиваемость поверхности, а следовательно, облегчаются условия возникновения кипения. При малых расстояниях между ребрами, соизмеримых с отрывным диаметром пузыря, отдельные мелкие паровые пузыри, сливаясь, образуют в межреберном пространстве более крупные паровые пузыри, испарение в которых происходит при меньших температурных напорах, чем на гладкой поверхности. Для реализации таких условий необходимо применять мелкое оребрение с шагом $S_p = 0,8 \div 1$ мм и высотой ребра $h_p = 1,2 \div 2$ мм [26]. По данным В. А. Дюндина, при $q \approx 2 \div 6$ кВт/м² коэффициенты теплоотдачи R12 и R22, отнесенные к полной оребренной поверхности, для пучка труб с числом рядов (по вертикали) $n = 6 \div 9$ примерно в 1,5 раза выше, чем для гладкотрубного той же рядности (диаметр исходной трубы 16×2 мм). С увеличением рядности и плотности теплового потока различие между коэффициентами теплоотдачи оребренного и гладкотрубного пучков уменьшается, но остается влияние эффекта оребрения на коэффициент теплоотдачи, отнесенный к поверхности трубы по основанию ребер. Наличие масла на теплоотдачу при кипении на оребренных пучках при полной растворимости его во фреоне сказывается незначительно. При концентрации масла до 3—4 % этим влиянием можно пренебречь.

Второй путь интенсификации — повышение конвективной составляющей теплообмена при кипении на пучках — имеет существенное значение в тех случаях, когда на большей части поверхности аппарата кипение отсутствует или имеет неразвитый характер, иначе говоря, при низких q и t_0 , а также в испарителях с малорядными пучками труб. Интенсификация конвективного теплообмена может быть достигнута следующими способами: увеличением начального паросодержания потока, поступающего к нижним трубам испарителя, до $x_1 = 0,1 \div 0,15$; изменением уровня заполнения испарителя; увеличением массовой скорости двухфазного потока хладагента; рациональной компоновкой пучка и др. Можно, например, в одном — двух нижних рядах пучка устанавливать трубы с интенсифицированной поверхностью теплообмена либо подавать пар после регулирующего вентиля в нижнюю часть испарителя, что обеспечит возникновение кипения на нижних рядах труб. Установкой в кожухе испарителя перегородок или экранов можно лучшим образом организовать движение парожидкостного потока и жидкости. Применение тесных пучков труб также должно способствовать увеличению конвективной составляющей.

В табл. 10.1 приведено сопоставление методов интенсификации кожухотрубных испарителей с межтрубным кипением хладагента R22 для двух хладоносителей: рассола CaCl_2 ($t_s = -15^\circ\text{C}$) и воды ($t_w = 5^\circ\text{C}$), которое дает примерно количественные харак-

Таблица 10.1

Примерное влияние различных методов интенсификации теплообмена в кожухотрубных испарителях с межтрубным кипением хладагента R22 [26]

Характеристика	Рассол CaCl_2 , $t_g = -15^\circ\text{C}$				Вода, $t_w = 5^\circ\text{C}$			
	Пористое покрытие	Пористое покрытие и турбулизация	Оребрение (наружное)	Оребрение и турбулизация	Пористое покрытие	Пористое покрытие и турбулизация	Оребрение (наружное)	Оребрение и турбулизация
Относительный коэффициент теплопередачи $k/k_{\text{глад}}$ при $q_{\text{вн}} = 2 \text{ кВт/м}^2$	1,72	2,34	1,47	1,91	2,7	3,27	1,93	2,02
Возможное снижение при $\theta = 5^\circ\text{C}$: площади теплообменной поверхности $F/F_{\text{глад}}$ массы поверхности $G/G_{\text{глад}}$	0,567	0,414	0,65	0,48	0,483	0,400	0,55	0,43
	0,675	0,561	1,54	1,20	0,575	0,542	1,30	1,075
Возможное снижение удельного расхода электроэнергии $N_{\text{уд}}/N_{\text{уд.глад}}$ при $q_{\text{вн}} = 2 \text{ кВт/м}^2$	0,940	0,920	0,945	0,930	0,952	0,948	0,960	0,955

теристики. Скорости хладоносителей в трубах были приняты по их оптимальным значениям ($\omega_{\text{опт}}^{\text{гл}} = 1,5 \text{ м/с}$; $\omega_{\text{опт}}^{\text{б}} = 0,6 \div 0,75 \text{ м/с}$). Для рассола были приняты ленточные, а для воды спиральные проволочные турбулизаторы. Внутренний диаметр труб во всех случаях был равен 11—11,5 мм. Анализ табл. 10.1 показывает, что применение пористых покрытий по экономии энергии и сокращению площади теплообмена дает несколько больший эффект, чем оребрение, а по экономии металла их преимущество является подавляющим. Применение турбулизаторов для интенсификации теплообмена воды мало сокращает площадь теплообмена и практически не влияет на расход энергии.

Главным тепловым сопротивлением при пленочной конденсации хладагентов, обычной в холодильных аппаратах, является тепловое сопротивление пленки. Поэтому здесь основной задачей интенсификации теплообмена является или разрушение пленки, или уменьшение ее толщины хотя бы на части теплопередающей поверхности. Полное удаление пленки с поверхности теплообмена

возможно при осуществлении капельной конденсации. Из теоретических исследований и опытных данных для водяного пара известно, что при капельной конденсации коэффициенты теплоотдачи примерно на порядок выше, чем при пленочной [32]. Для создания капельной конденсации необходимо обеспечить несмачиваемость поверхности теплообмена нанесением на нее тонкого (около 1 мкм) слоя поверхностно-активных веществ — лиофобизаторов. Некоторым недостатком этого метода является малая стабильность лиофобизаторов и, как следствие этого, необходимость периодического восстановления слоя. Отыскание лиофобизаторов применительно к паре жидкий хладагент — стальная или медная поверхность является трудной технической задачей, хотя и весьма перспективной. К настоящему времени она еще не решена.

Более реальным и широко применяемым уже сейчас на практике является метод интенсификации теплообмена при конденсации фреонов путем нанесения на трубы накатного оребрения. Применяющееся оребрение с шагом ребер 2 мм имеет коэффициент теплоотдачи, отнесенный к полной наружной поверхности оребренной трубы, примерно одинаковый с гладкой трубой. Однако сокращение шага ребер до 0,8—1,0 мм приводит к повышению коэффициента теплоотдачи ребристой поверхности по сравнению с гладкотрубной почти в два раза [32]. Причиной интенсификации теплообмена на трубах с мелким оребрением является стягивание пленки с поверхности ребер в ложбину между ними за счет сил поверхностного натяжения. При этом толщина пленки на ребрах, являющихся основной теплопередающей поверхностью, значительно уменьшается, а коэффициент теплоотдачи увеличивается. Эффект стягивания проявляется при числе Вебера $We > 10$ [$We = 2\sigma/(\rho g \delta_r h_r)$].

На этом же принципе основан метод интенсификации аммиачных кожухотрубных конденсаторов с гладкими стальными трубами путем наматывания на них стальной проволоки [28]. Исследование на опытном пучке труб диаметром 16 мм с намоткой проволоки диаметром 2 мм, шагом 10 мм и последующей ее приваркой показало повышение коэффициента теплоотдачи примерно в 1,5 раза, что значительно превышает наружную степень оребрения ($\varphi_n = 1,04$) [28]. Несколько больший эффект этот же метод дает применительно к вертикальным кожухотрубным аммиачным конденсаторам [30]. В этом случае на поверхности трубы вертикально устанавливали, с приваркой в отдельных точках, стальные проволоки диаметром 1—1,5 мм, с шагом 18 мм (10 проволок по окружности трубы диаметром 57 мм). Коэффициент теплоотдачи на интенсифицированной трубе увеличился по сравнению с гладкой в 2—3 раза. Однако общий коэффициент теплопередачи, с учетом обычных загрязнений, возрос всего лишь на 25 %.

В некоторых горизонтальных кожухотрубных фреоновых конденсаторах для промежуточного отвода конденсата устанавливают наклонные перегородки. Наличие перегородок позволяет отво-

дить конденсат, образующийся не на всех трубах пучка, а на группах труб. Вследствие этого уменьшается длина стекающей пленки, а следовательно, и ее средняя толщина. В вертикальных кожухотрубных аммиачных конденсаторах для этой же цели возможна установка по высоте нескольких конденсатоотводящих козырьков. Наклонные перегородки могут быть использованы также для увеличения скорости паров хладагента, обеспечивающей интенсификацию теплообмена. По данным [23], повышение скорости паров R12 до 0,2 м/с приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи примерно в 1,5 раза по сравнению с результатами расчета по формуле Нуссельта для неподвижного пара.

10.3. ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА В КОЖУХОТРУБНЫХ АППАРАТАХ С ПРОТЕКАНИЕМ ХЛАДАГЕНТА В ТРУБАХ

Аппараты такого типа применяются в качестве испарителей преимущественно для охлаждения воды до температуры, близкой к 0 °С, в установках кондиционирования воздуха и в различных технологических установках. Хладагентами обычно служат R22 или R12. В испарителях водоохлаждающих машин коэффициенты теплоотдачи кипящего хладагента примерно в три раза меньше, чем воды. Вследствие этого повышение эффективности испарителей такого типа связано главным образом с интенсификацией теплообмена кипящих фреонов.

Сторона хладагента. Основным методом интенсификации теплоотдачи на внутренней поверхности труб является применение различных видов внутреннего оребрения, некоторые из которых представлены на рис. 5.6. Монолитные ребра, выполняемые иногда не прямыми, а винтообразными, пока еще не нашли широкого применения. Более распространенными в отечественной хладотехнике являются звездообразные алюминиевые вставки с 8 и 10 ребрами, плотно вставляемые в медную трубу, которая затем обжимается для создания плотного металлического контакта. Применяющиеся в ряде случаев за рубежом гофрированные вставки имеют плохой контакт с трубками и поэтому в отечественной практике не встречаются.

Произведенное в работе [26] сопоставление труб с различными видами внутреннего оребрения и гладких труб показало, что труба с десятиканальной внутренней вставкой при той же поверхности основной трубы позволяет сэкономить примерно 10 % электроэнергии, а при сохранении расчетного температурного напора — сократить площадь теплопередающей поверхности более чем в 2,2 раза. По сравнению с гладкими трубами гофрированное оребрение имеет несколько худшие показатели: экономия электроэнергии на 8,5 %, или сокращение поверхности в 2 раза. Примерно такие же показатели имеют и трубы с монолитным спиральным оребрением.

Рассмотрим метод интенсификации внутритрубного кипения хладагентов с помощью спиральных проволочных турбулизаторов. Этот метод привлекает простотой своего выполнения в условиях эксплуатации. В работе Р. Л. Ларсона исследовалось кипение R12 в трубе с $d_{\text{вн}} = 13,9$ мм со спиралью из бронзовой проволоки диаметром 0,8 мм и шагом 19 мм. В итоге были получены коэффициенты теплопередачи на 40 % выше, чем в гладкой трубе, но на 40 % ниже, чем в трубе со звездообразными вставками [26]. Другим методом интенсификации теплообмена при кипении фреонов в трубах является повышение массовой скорости. В обычных условиях превышать оптимальное значение этой скорости [26] не рекомендуется во избежание перерасхода электроэнергии на привод компрессора. Однако такое превышение возможно, если рециркуляцию жидкости в испарителе осуществлять с помощью эжектора, используя для этого кинетическую энергию парожидкостной смеси после регулирующего вентиля. Наличие рециркуляции позволяет также осуществить «влажный ход» испарителя при выходном паросодержании $x_2 < 1$, что существенно повышает его коэффициент теплопередачи.

К методам интенсификации теплоотдачи при кипении в трубах можно отнести создание кольцевого и волнового кольцевого режима течения кипящего потока. Теплоотдача кипящих R12 и R22 при таких режимах увеличивается примерно в 1,5—2 раза по сравнению с расслоенным и снарядным течением. Практическая реализация эффективных режимов течения возможна путем

Т а б л и ц а 10.2

Сопоставление различных методов интенсификации теплообмена в испарителях с внутритрубным кипением хладагента [26]

Характеристика	Рассол CaCl_2 , $t_s = -20^\circ\text{C}$			Вода, $t_w = 5^\circ\text{C}$		
	Наружное оребрение	Внутреннее оребрение	Наружное и внутреннее оребрение	Наружное оребрение	Внутреннее оребрение	Наружное и внутреннее оребрение
Относительный коэффициент теплопередачи $k/k_{\text{глад}}$ при $q_{\text{вн}} = 2 \text{ кВт/м}^2$	1,20	1,84	2,72	1,16	2,15	3,05
Возможное снижение площади теплопередающей поверхности $F/F_{\text{глад}}$ при $\theta = 5^\circ\text{C}$	0,825	0,54	0,365	0,86	0,465	0,33
Возможное снижение удельного расхода электроэнергии $N_{\text{уд}}/N_{\text{уд. глад}}$ при $q_{\text{вн}} = 2 \text{ кВт/м}^2$	0,96	0,88	0,85	0,97	0,92	0,90

уменьшения диаметра трубы, подачи на вход в испаритель влажного пара с $x_1 = 0,05 \div 0,1$, увеличения скорости циркуляции. Однако при этом происходит возрастание потерь давления и перепада температур по длине трубы. Поэтому их реализации должен предшествовать технико-экономический анализ, подтверждающий целесообразность метода.

Сторона хладоносителя. При движении хладоносителя поперек труб наиболее рациональным средством интенсификации теплообмена является наружное оребрение труб. Здесь удобно применять трубы с накатными ребрами примерно такого же вида, как и во фреоновых кожухотрубных испарителях и конденсаторах с хладагентом в межтрубном пространстве.

В табл. 10.2 приведены результаты примерного расчета эффективности применения наружного и внутреннего оребрения [26]. Расчет проведен для кипения R22 в трубах диаметром $20 \times 1,5$ с десятиканальными звездообразными алюминиевыми вставками. Степень наружного оребрения была равна 2,9. Заложены в расчет оптимальные массовые скорости хладагента составляли: для гладких труб $80 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, а для труб с внутренним оребрением $44 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$. Оптимальные скорости хладоносителя были приняты: для гладких труб около $0,5 \text{ м/с}$, для труб с наружным оребрением $0,4 \text{ м/с}$.

Как видно из таблицы, основным эффектом по интенсификации теплообмена дает внутреннее оребрение, что соответствует преобладающему значению внутреннего теплового сопротивления в общем тепловом сопротивлении испарителя, о чем было сказано выше.

10.4. ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА В АППАРАТАХ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

В аппаратах воздушного охлаждения (воздухоохладителях, воздушных конденсаторах) основное тепловое сопротивление сосредоточено, как правило, на стороне воздуха. Однако при высокой степени наружного оребрения и интенсификации внешнего теплообмена внутреннее тепловое сопротивление (на стороне хладагента или хладоносителя) может приближаться к наружному. В этих случаях оказывается целесообразной интенсификация и внутреннего теплообмена. Она производится теми же методами, что и в кожухотрубных аппаратах с внутритрубным протеканием хладагента: внутренним оребрением, повышением массовой скорости хладагента в пределах энергетического или технико-экономического оптимума. Основными направлениями интенсификации теплообмена на стороне воздуха являются: применение оребренных поверхностей определенных форм и размеров, турбулизация потока воздуха. В воздухоохладителях с поверхностью, покрываемой во время работы инеем, интенсификация теплообмена может осуществляться также за счет сокращения периодов между оттаиваниями. Повышение коэффициента теплоотдачи со стороны воз-

духа можно получить путем уменьшения диаметра труб и шага ребер. Первое для наружного теплообмена имеет меньшее значение, так как площадь поверхности труб составляет обычно 5—10 % от общей площади наружной оребренной поверхности. (Сокращение диаметра труб имеет большее значение для внутреннего теплообмена, а также для уменьшения емкости аппарата по хладагенту.)

Основным методом интенсификации теплообмена у воздухоохладителей и воздушных конденсаторов является преобразование их оребрения, которое составляет 90—95 % общей поверхности теплообмена. Уменьшение шага ребер дает различный эффект для круглоребристых и пластинчатых поверхностей. В первых наружный коэффициент теплоотдачи, отнесенный к оребренной поверхности, при этом снижается, а во вторых — увеличивается [26]. В воздушных конденсаторах из труб с пластинчатыми ребрами наименьшим шагом ребер является величина $S_p = 1,8$ мм. Обычно в связи с возможностью быстрого забивания межреберных участков пылью и другими загрязнениями принимают $S_p = 2 \div 2,5$ мм. В воздухоохладителях, работающих в условиях инееобразования, минимальным шагом при условии автоматизации оттаивания является $S_p = 4 \div 6$ мм.

Для интенсификации теплообмена путем искусственной турбулизации потока воздуха применяют разбиение сечения ребра на отдельные участки с периодическим нарушением нарастающего пограничного слоя, просечки в ребре с отгибанием их кромок, а также волнистые гофрированные пластины. Более подробное изложение этого вопроса приведено в работе [26].

За последнее время ВНИИхолодмаш освоил производство пластинчато-трубной поверхности с гофрированным просечным оребрением, позволяющей увеличить наружный теплообмен в 1,5—2 раза [52].

Весьма важным направлением в интенсификации теплообмена в воздухоохладителях, работающих в условиях инееобразования, является повышение частоты их оттаивания. Оттаивание через каждые 4—5 ч работы позволяет повысить коэффициент теплопередачи воздухоохладителя примерно в 1,5 раза по сравнению с коэффициентом при оттаивании через 24—48 ч. Конечно, столь частое оттаивание возможно только при автоматизации этого процесса.

10.5. ПРИМЕНЕНИЕ НОВЫХ КОМПАКТНЫХ ТИПОВ ТЕПЛОБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Кроме повышения интенсивности теплообмена в конденсаторах и испарителях традиционных типов увеличение эффективности холодильной установки может быть достигнуто путем использования интенсифицированных аппаратов других конструкций, широко применяющихся в различных областях техники. К ним в первую очередь относятся оросительные, пластинчатые и пластинчато-ребристые аппараты.

На базе кожухотрубного горизонтального испарителя может быть создан аппарат, в котором трубы орошаются жидким хладагентом, стекающим по ним в виде тонкой пленки. Как показали эксперименты, выполненные В. Г. Букиным с R12 и R22, теплоотдача при испарении и кипении в стекающей пленке в 1,3—2,0 раза выше, чем при идентичных условиях на затопленном пучке гладких труб [18]. Меньшая цифра относится к более высоким давлениям и плотностям теплового потока.

Расчетное сопоставление фреонового оросительного испарителя из стальных труб с затопленным испарителем из оребренных медных труб показало, что при равной производительности аппаратов для первого приведенные затраты уменьшаются примерно на 25—30 %, расход хладагента на первоначальную заправку примерно в 3 раза, капитальные затраты в 2 раза, а габаритные размеры испарителя на 30—40 %. Приведенные данные относятся к $t_0 = (-40 \div -30)^\circ\text{C}$ в случае применения фреономасляной смеси R12—ХФ12, хладоносителя рассола CaCl_2 , объемной плотности орошения $G_0 = 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/(\text{м} \cdot \text{с})$ и температурного напора $\theta = 5,7^\circ\text{C}$. Оптимальные скорости рассола составляли примерно 0,6—0,8 м/с. Более подробно оросительные испарители рассмотрены в работе [26]. В литературе имеются также данные о высокой интенсивности теплоотдачи хладагента в аммиачных оросительных испарителях.

Другим типом эффективного аппарата, успешно используемым в молочной, химической и других отраслях промышленности, являются пластинчатые аппараты. Они могут быть применены в хладотехнике в качестве испарителей и конденсаторов.

Исследования, выполненные в ЛТИХПе [26, 29, 1], показали, что при кипении в вертикальных щелевых каналах (плоских, кольцевых, гофрированных) теплоотдача хладагентов существенно возрастает по сравнению с теплоотдачей при кипении в большом объеме. Наиболее значительная интенсификация имеет место при низких температурах (давлениях) кипения плотностях и теплового потока, т. е. как раз в условиях работы холодильных аппаратов. Причиной увеличения α является реализация наиболее эффективных режимов течения — слитных пузырей, вспененного и стержневого, в щелевых каналах с толщиной зазора между стенками, соизмеримой с отрывным диаметром парового пузыря. Кипение в гофрированных каналах еще более эффективно вследствие дополнительной турбулизации двухфазного потока. Достоинством пластинчатых аппаратов является и высокая интенсивность теплообмена со стороны хладо- или теплоносителя. Гофрированные каналы обеспечивают турбулентное течение при сравнительно невысоких скоростях. При выборе типа пластин для пластинчатых аппаратов следует учитывать их влияние на теплообмен. Пластинчатые испарители, по рекомендациям В. М. Азарскова и Б. Б. Земскова, следует компоновать из пластин, образующих каналы ленточно-поточного типа со стороны хладагента,

и каналы сетчато-поточного со стороны хладоносителя [22]. Такую компоновку можно осуществить из пластин с гофрами в «елку» при чередующемся расположении гофра в гофру (ленточно-поточный канал) и повернутых относительно друг друга на 180° (сетчато-поточный).

Оптимальная ширина щели для хладоносителя $\delta_{\text{ср}} = 4 \div 5$ мм, оптимальная скорость $w_s = 0,4 \div 0,5$ м/с, оптимальная ширина щели с учетом конструктивных возможностей 1—2 мм для R12 и R22 и 2—3 мм для аммиака.

При использовании пластинчатых аппаратов в качестве конденсаторов [23] интенсификация теплообмена хладагента происходит за счет динамического воздействия парового потока на пленку конденсата, а также за счет турбулизации пленки гофрами. По данным О. П. Иванова и В. О. Мамченко, ширина щели, обеспечивающая необходимую скорость пара, составляет 0,5—1 мм для R12 и R22, и 1—2 мм для аммиака. Конструктивное оформление пластинчатых аппаратов описано в работах [3, 23, 26].

При внедрении пластинчатых аппаратов следует иметь в виду сложность их очистки и необходимость специальной проработки метода очистки воды или рассола либо химических способов очистки поверхности нагрева. Учитывая текучесть фреонов, с одной стороны, и возможность отложений со стороны хладоносителя, с другой, блоки аппаратов должны, по-видимому, состоять из каналов, неразборных для хладагента и разборных для хладоносителя.

Достоинством пластинчато-ребристых аппаратов является их высокая компактность ($1000\text{—}1500 \text{ м}^2/\text{м}^3$). Такие аппараты могут быть с успехом использованы как воздушные конденсаторы холодильных машин небольшой холодопроизводительности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Азарсков В. М., Данилова Г. Н., Земсков Б. Б. Теплообмен в пластинчатых испарителях различной геометрии//Холодильная техника. — 1981. — № 4. — С. 25—31.
- 2. Аммиачные холодильные установки с воздушными конденсаторами//Чепурненко В. П., Ноура А. И., Еркин А. П. и др.//Холодильная техника. — 1977. — № 2. — С. 13—15.
3. Барановский Н. В., Коваленко Л. М., Ястребенецкий А. Р. Пластинчатые и спиральные теплообменники. — М.: Машиностроение, 1973. 288 с.
4. Богданов С. Н., Иванов О. П., Куприянова А. В. Холодильная техника: Свойства веществ: Справ. — 2-е изд., перераб. и доп. — Л.: Машиностроение, 1976. — 166 с.
5. Вайнштейн В. Д., Галежа В. Б. Испытания кожухотрубных испарителей на фреоне 22//Холодильная техника. — 1974. — № 10. — С. 24—28.
6. Вихман Г. Л., Круглов С. А. Основы конструирования аппаратов и машин нефтеперерабатывающих заводов. — М.: Машиностроение, 1978. — 327 с.
7. Влияние режимов течения двухфазного потока хладагента R12 на теплоотдачу при кипении в горизонтальных трубках/А. А. Малышев, Г. Н. Данилова, В. И. Азарсков, Б. Б. Земсков//Холодильная техника. — 1982. — № 8. — С. 30—34.
8. Галежа В. Б., Шапошников Ю. А., Шумелинский М. Г. Испытание фреоновой холодильной машины ХМ-22 ФУУ 400/1//Холодильная техника. — 1974. — № 2. — С. 13—17.
- 9. Гайдис З. З., Любимова Р. В., Анненков В. Н. Исследование теплотехнических и экономических показателей приборов охлаждения//Холодильная техника. — 1977. — № 4. — С. 41—42.
10. Гачилов Т. С., Иванова В. С. Исследование теплообмена со стороны воздуха оребренных воздухоохладителей//Холодильная техника. — 1977. — № 6. — С. 55—59.
11. Герасимов Н. А., Румянцев Ю. Д., Сундиев Н. П. Влияние толщины слоя инея на эффективность работы воздухоохладителей//Холодильная техника. — 1981. — № 4. — С. 22—23.
- 12. Гоголин В. А., Товарас Н. В. Исследование внешнего тепло- и массопереноса на модели испарительного конденсатора с тесным шахматным пучком//Труды ВНИИХолодмаша. — 1980. — С. 30—43.
- 13. Гоголин А. А. О сопоставлении и оптимизации теплообменных аппаратов холодильных машин//Холодильная техника. — 1981. — № 4. — С. 18—21.
14. Гоголин И. И., Кабов О. А., Сосунов В. И. Теплообмен при конденсации пара R12 на пакетах оребренных труб//Холодильная техника. — 1983. — № 1. — С. 26—29.
15. Гопин С. Р., Евстигнеева З. Н., Шавра В. М. Эффективность двухкратной регенерации тепла в малых холодильных машинах//Холодильная техника. — 1981. — № 9. — С. 18—21.
16. Греннерюд Р. Гидравлическое сопротивление при течении двухфазного потока фреона 12 в вертикально расположенных каналах плоского змеевика//Холодильная техника. — 1976. — № 7. — С. 40—41.
17. Григорьев В. А., Крохин Ю. И. Тепло- и массообменные аппараты криогенной техники. — М.: Энергоиздат, 1982. — 312 с.
18. Данилова Г. Н., Букин В. Г., Дюдин В. А. Исследование теплоотдачи в элементах оросительных испарителей//Холодильная техника. — 1976. — № 6. — С. 21—24.
19. Дьячков Ф. Н., Калинин И. М., Кротков В. Н. Обобщение экспериментальных данных по теплообмену и гидродинамике при кипении фреона-22 в трубках с внутренним оребрением//Холодильная техника. — 1977. — № 7. — С. 22—28.
20. Дюдин В. А., Данилова Г. Н., Боришанская А. В. Теплообмен при кипении хладагента на поверхностях с пористыми покрытиями//Теплообмен и гидродинамика. — 1977. — С. 15—30.

21. Жукаускас А. А. Конвективный перенос в теплообменниках. — М.: Наука, 1982. — 472 с.
22. Земсков Б. Б., Данилова Г. Н., Азарсков В. М. Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления в модели испарителя с каналами сложной формы//Машины и аппараты холодильной, криогенной техники и кондиционирования воздуха: Межвузовский сб. науч. тр. — Л., 1977. — № 2. — С. 33—40.
23. Иванов О. П. Конденсаторы и водоохлаждающие устройства. Л.: Машиностроение, 1980. — 164 с.
24. Иванова В. С. Нарастание инея в зависимости от условий эксплуатации воздухоохладителей//Холодильная техника. — 1978. № 9. — С. 55—59.
25. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. — М.: Машиностроение, 1975. — 560 с.
26. Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин/Гоголи И. А., Данилова Г. Н., Азарсков В. М., Медникова Н. М. — М.: Легкая и пищ. пром-сть, 1982. — 244 с.
27. Интенсификация теплообмена в кожухотрубных испарителях/Данилова Г. Н., Дюдин В. А., Богданов С. Н. и др.//Холодильная техника. — 1981. — № 5. — С. 36—40.
28. Интенсификация теплообмена в конденсаторах с горизонтальными трубами, оребренными проволокой/Риферт В. Г., Барабаш П. А., Голубев А. Б. и др.//Холодильная техника. — 1981. — № 4. — С. 23—25.
29. Интенсификация теплообмена во фреоновых кожухотрубных испарителях путем применения труб с металлизационным покрытием/Гоголи И. В. А., Кротков В. Н., Нечай В. А. и др.//Холодильная техника. — 1979. — № 1. — С. 26—31.
30. Интенсификация теплообмена при конденсации хладагентов на вертикальной трубе/Риферт В. Г., Леонтьев Г. Г., Чаплинский С. И. и др.//Холодильная техника. — 1976. № 5. — С. 29—32.
31. Иоффе Д. М. Тепловой расчет и вопросы оптимизации воздушных конденсаторов малых холодильных машин/Совершенствование малых холодильных машин. — М., 1976. — С. 10—55.
32. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. — М.: Энергониздат, 1981. — 417 с.
33. Кам К. Д. К расчету испарителей с внутритрубным кипением//Холодильная техника. — 1979. № 4. С. 34—39.
34. Керн Д., Краус А. Развитие поверхности теплообмена. — М.: Энергия, 1977. — 462 с.
35. Крюков Н. П. Аппараты воздушного охлаждения. — М.: Химия, 1983. — 165 с.
36. Курылев Е. С., Герасимов Н. А. Холодильные установки. — Л.: Машиностроение, 1980. — 622 с.
37. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена. — М.: Атомиздат, 1979. — 416 с.
38. Кутелов А. М., Стерман Л. С., Стюшин Н. Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. — М.: Высшая школа, 1983. — 382 с.
39. Лащинский А. А. Конструирование сварных химических аппаратов. Справ. — Л.: Машиностроение, 1981. — 382 с.
40. Методика расчета средних коэффициентов теплоотдачи при кипении фреонов внутри труб/Малышев А. А., Данилова Г. Н., Азарсков В. М., Земсков Б. Б.//Холодильная техника. — 1983. — № 11. — С. 35—38.
41. Методы оптимизации параметров теплообменных аппаратов АЭС/Иоселиани А. Н., Михалевич А. А., Нестеренко В. Б., Салуквадзе М. Е. М.: Наука и техника, 1981. — 140 с.
42. Мирмов Н. И., Емельянов Ю. В. О коэффициентах теплопередачи в аммиачных конденсаторах//Холодильная техника. — 1975. — № 9. — С. 37—39.
43. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. — М.: Энергия, 1973. — 320 с.

44. Опыт эксплуатации промежуточного охладителя-термопрессора/Ж и
вица В. И., Коган Я. И., Паламарчук В. В. и др.//Холодильная
техника. — 1982. — № 3. — С. 48—49.
45. Павлов Р. В. Использование воздушной среды для конденсации хлад-
агентов в крупных холодильных машинах//Холодильная техника. — 1974. —
№ 12. — С. 7—13.
46. Повышение эффективности теплообмена фреоновых испарителей/Га в-
рилкин В. П., Каппель А. С., Некрасов В. П., Широ-
ков А. А.//Холодильная техника. — 1979. — № 2. — С. 20—23.
47. Промышленные испытания аммиачного пластинчатого конденсатора/
Иванов О. П., Мамченко В. О., Ширяев Ю. Н. и др.//Холодиль-
ная техника. — 1974. — № 2. — С. 30—34.
48. Результаты испытания испарителя ИФ-50 с внутритрубным кипением
хладагента/Шапошников Ю. А., Галеза В. Б., Брун А. Х. и др.//
Холодильная техника. — 1977. — № 2. — С. 16—20.
49. Рекомендации по применению испарительных конденсаторов/Н. М. Мед-
никова, А. А. Гоголин, О. В. Косой и др.//Охлаждающие системы и технологи-
ческое кондиционирование. — 1982. — С. 14—21.
50. Суидиев Н. П., Герасимов Н. А., Сергина И. В. Определение времени
промежуточного оттаивания сухих подвесных оребренных воздухоохладите-
лей//Холодильная техника. — 1979. — № 1. — С. 35—36.
51. Сутырина Т. М., Прозорова Т. В. Влияние теплового сопротивления
контакта на эффективность поверхностей труб с насадными ребрами//Холодиль-
ная техника. — 1983. — № 6. — С. 28—36.
52. Сутырина Т. М., Прозорова Т. В. Исследование наружной теплоотдачи
и аэродинамического сопротивления конденсаторов с гофрированным просе-
чным оребрением//Холодильная техника. — 1983. — № 9. — С. 24—31.
53. Теоретические основы тепло- и хладотехники. Ч. II. Теплообмен/Под
ред. Э. И. Гуйго. — Л.: Изд-во ЛГУ, 1976. — 223 с.
54. Тепло- и массообмен: Теплотехнический эксперимент: Справ. — М.:
Энергоиздат, 1982. — 510 с.
55. Теплообменные аппараты, приборы автоматизации и испытания хо-
лодильных машин: Справ.: Холодильная техника/Под ред. А. В. Быкова. —
М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. — 246 с.
56. Теплообменные аппараты холодильных установок/Г. Н. Данилова,
С. Н. Богданов, О. П. Иванов, Н. М. Медникова. — Л.: Маши-
ностроение, 1973. — 328 с.
57. Теплопередача в двухфазном потоке/Под ред. Д. Баттерворса
и Г. Хьюитта. — М.: Энергия, 1980. — 326 с.
58. Теплофизические основы получения искусственного холода: Справ.:
Холодильная техника/Под ред. А. В. Быкова. М.: Пищ. пром-сть, 1980. —
232 с.
59. Ткачев А. Г., Богомолов В. А. Сравнение работы воздухоохладителей
с различными антикоррозийными покрытиями//Холодильная техника. — 1976. —
№ 12. — С. 10—12.
60. Товарас Н. В., Быков А. В., Гоголин В. А. Теплообмен при пленоч-
ном течении воды в режиме работы испарительного конденсатора//Холодильная
техника. — 1984. — № 1. — С. 25—29.
61. Хмаладзе О. Ш., Чепуриенко В. П. Влияние инеособразования на выбор
конструктивных параметров воздухоохладителей//Холодильная техника. —
1982. — № 9. — С. 29—32.
62. Холодильные машины: Справ.: Холодильная техника/Под ред. А. В. Бы-
кова. — М.: Пищ. пром-сть, 1982. — 224 с.
63. Холодильные компрессоры: Справ.: Холодильная техника/Под ред.
А. В. Быкова. — М.: Пищ. пром-сть, 1981. — 280 с.
64. Чулкин С. Г., Ларьяновский С. Ю. Теплообмен в листоканальном исп-
арительном конденсаторе//Холодильная техника. — 1974. — № 9. — С. 21—24.
65. Чумак И. Г., Малая Л. В., Виниченко И. В. Интенсификация тепло-
обмена при кипении хладонов на поверхности трубы//Холодильная техника. —
1979. — № 2. — С. 31—34.

66. Экспериментальное исследование моделей пластинчато-ребристых воздухоохладителей/А. В. Куприянова, Г. Н. Данилова, С. Н. Богданов и др.//Холодильная техника. — 1979. — № 10. — С. 11—15.

67. Эффективность применения сварной пластинчатой теплообменной аппаратуры в системах хладоснабжения/В. М. Боровлева, О. П. Иванов, В. А. Дюндин и др.//Холодильная техника. — 1983. — № 7. — С. 21—24.

68. Юдин В. Ф. Теплообмен поперечно-оребрённых труб. — Л.: Машиностроение, 1982. — 189 с.

69. Якобсон В. Б. Малые холодильные машины. — М.: Пищ. пром-сть, 1977. — 368 с.

70. Grønnerud R. Investigation of liquid hold-up, flow resistance and heat transfer in circulation type evaporators. Part V. Paper Bl. 56. XIV International Congress of Refrigeration. — Moscow, 1975.

71. Ivanova V. S., Gatchilov T. S. Analysis of air-coolers performance at frost formation conditions/Preprint B2—494 of the XVI International Congress of Refrigeration. — Paris, 1983.—P. 404—409.

72. Kiss J., Fodor L. Efficiency increase at evaporative condensers/Preprint B2—460 of the XVI International Congress of Refrigeration. — Paris, 1983.—P. 60—65.

73. Mory C., Sakytany K., Isadzy A. Experimental Research on Heat Transfer of a flooded Type Evaporator. Part I, Refrigeration, 1975, v. 50, N 573, p. 499—504; part II, Refrigeration, 1976, v. 51, N 579. — P. 12—17.

74. Niculita P. Experimental research on heat and mass transfer in air coolers with frost formation and deposit on the heat transfer surface/Preprint B2—582 of the XVI International Congress of Refrigeration. — Paris, 1983.—P. 228—233.

75. Stoecker W. F. Selecting the size of pipes carrying hot gas to defrost evaporators/Preprint B2—545 of the International Congress of Refrigeration. — Paris, 1983.—P. 438—445.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава 1. Общие сведения об аппаратах холодильных установок . . .	4
1.1. Место и роль теплообменных аппаратов в схеме холодильной установки	—
1.2. Типы теплообменных аппаратов холодильных установок	7
1.3. Хладагенты и хладоносители	12
Глава 2. Краткие сведения из теории теплообмена. Формулы для расчета коэффициентов теплоотдачи	17
2.1. Теплообмен при свободном движении	18
2.2. Теплообмен при вынужденном движении внутри труб и каналов	20
2.3. Теплообмен при поперечном обтекании труб	24
2.4. Теплообмен в стекающей пленке жидкости	28
2.5. Теплообмен при кипении жидкостей	30
2.6. Теплообмен при конденсации пара	46
2.7. Тепло- и массообмен между водой и воздухом	55
Глава 3. Тепловой и гидромеханический расчет теплообменных аппаратов	62
3.1. Задачи и порядок расчета	—
3.2. Уравнения теплового баланса и теплопередачи	63
3.3. Коэффициент теплопередачи аппарата	66
3.4. Приведенные коэффициенты теплоотдачи. Коэффициенты эффективности оребренной поверхности	70
3.5. Коэффициент полезного действия (КПД) аппарата	75
3.6. Определение конструктивных размеров и проходных сечений в аппаратах	76
3.7. Гидромеханический расчет теплообменных аппаратов	81
Глава 4. Конденсаторы	95
4.1. Классификация конденсаторов и конденсаторных комплексов	—
4.2. Конденсаторы с воздушным охлаждением	97
4.3. Конденсаторы с водяным охлаждением	106
4.4. Конденсаторы с водовоздушным охлаждением	120
4.5. Особенности эксплуатации конденсаторов	124
4.6. Результаты испытаний конденсаторов	132
4.7. Особенности теплового расчета конденсаторных комплексов	138
Глава 5. Испарители	145
5.1. Классификация испарителей	—
5.2. Кожухотрубные испарители затопленного типа	146
5.3. Кожухотрубные оросительные испарители	155
5.4. Кожухотрубные испарители с кипением хладагента внутри труб	156
5.5. Панельные испарители	161
5.6. Испарители-конденсаторы каскадных холодильных машин	163
5.7. Результаты испытаний испарителей	166
5.8. Особенности теплового расчета испарителей	175

Глава 6. Воздухоохладители и охлаждающие батареи	178
6.1. Классификация воздухоохладителей	—
6.2. Поверхностные воздухоохладители	180
6.3. Особенности теплового и аэродинамического расчета поверхностных воздухоохладителей	202
6.4. Воздухоохладители контактные и смешанного типа	204
6.5. Методика теплового и аэродинамического расчета кон- тактных воздухоохладителей	210
6.6. Результаты испытаний промышленных воздухоохла- дителей	212
6.7. Охлаждающие батареи	215
Глава 7. Вспомогательные теплообменные аппараты	223
7.1. Регенеративные теплообменники. Описание работы и конструкций	—
7.2. Регенеративные теплообменники. Методика теплового и гидродинамического расчета	227
7.3. Промежуточные ссуды	232
Глава 8. Прочностные расчеты теплообменных аппаратов	235
8.1. Общие положения	—
8.2. Расчет корпусов цилиндрических теплообменных аппа- ратов	242
8.3. Расчет днищ и крышек цилиндрических теплообмен- ных аппаратов	252
8.4. Укрепление отверстий в обечайках и днищах аппа- ратов	257
8.5. Расчет трубных решеток и труб	263
8.6. Расчет фланцевых соединений	267
Глава 9. Методы анализа эффективности теплообменных аппаратов	273
9.1. Методика технико-экономического анализа аппаратов	—
9.2. Методика сопоставления различных теплообменных ап- паратов	277
9.3. Методика определения оптимальных режимов работы и основных параметров аппаратов	280
9.4. Выбор теплообменного оборудования, работающего в составе холодильной машины	282
Глава 10. Пути интенсификации теплообменных аппаратов	284
10.1. Общие положения	—
10.2. Интенсификация теплообмена в кожухотрубных ап- паратах с межтрубным расположением хладагента	285
10.3. Интенсификация теплообмена в кожухотрубных ап- паратах с протеканием хладагента в трубах	292
10.4. Интенсификация теплообмена в аппаратах воздуш- ного охлаждения	294
10.5. Применение новых компактных типов теплообменных аппаратов	295
Список литературы	298