

Нет автора

Журнал Холодильная техника 1969 года №10

**Москва
«Книга по Требованию»**

УДК 621.3
ББК 31.352
Н57

Н57 **Нет автора**
Журнал Холодильная техника 1969 года №10 / Нет автора – М.: Книга по Требованию, 2021. – 63 с.

ISBN 978-5-458-64672-7

ISBN 978-5-458-64672-7

© Издание на русском языке, оформление
«YOYO Media», 2021
© Издание на русском языке, оцифровка,
«Книга по Требованию», 2021

Эта книга является репринтом оригинала, который мы создали специально для Вас, используя запатентованные технологии производства репринтных книг и печати по требованию.

Сначала мы отсканировали каждую страницу оригинала этой редкой книги на профессиональном оборудовании. Затем с помощью специально разработанных программ мы произвели очистку изображения от пятен, клякс, перегибов и попытались отбелить и выровнять каждую страницу книги. К сожалению, некоторые страницы нельзя вернуть в изначальное состояние, и если их было трудно читать в оригинале, то даже при цифровой реставрации их невозможно улучшить.

Разумеется, автоматизированная программная обработка репринтных книг – не самое лучшее решение для восстановления текста в его первоизданном виде, однако, наша цель – вернуть читателю точную копию книги, которой может быть несколько веков.

Поэтому мы предупреждаем о возможных погрешностях восстановленного репринтного издания. В издании могут отсутствовать одна или несколько страниц текста, могут встретиться невыводимые пятна и кляксы, надписи на полях или подчеркивания в тексте, нечитаемые фрагменты текста или загибы страниц. Покупать или не покупать подобные издания – решать Вам, мы же делаем все возможное, чтобы редкие и ценные книги, еще недавно утраченные и несправедливо забытые, вновь стали доступными для всех читателей.

Технологический кондиционер КТР-13 для сыродельной промышленности

Доктор техн. наук А. А. ГОГОЛИН, канд. техн. наук Е. М. АГАРЕВ,
С. Ф. БОГАТЫРЕВА, Л. Н. ТИХОМИРОВА
Всесоюзный научно-исследовательский институт
холодильной промышленности

Н. И. ШИТОВ
Опочецкий маслосырзавод

628.84

Кондиционер КТР-13, разработанный ВНИИХИ, предназначен для кондиционирования воздуха в камерах созревания сыров на сыродельных заводах с рассольной системой охлаждения. Использование рассола позволяет наиболее просто обслужить большинство сыродельных заводов, особенно небольших, расположенных в глубинных пунктах, где трудно организовать эффективную эксплуатацию фреонового оборудования.

Автоматизированный рассольный кондиционер состоит из воздухообрабатывающего агрегата, укомплектованного электродвигателем и вентилятором, пульта автоматического управления, регулирующих устройств с исполнительными механизмами, рассольного насоса с электродвигателем, рассольного фильтра и запорной арматуры (рис. 1).

Техническая характеристика кондиционера КТР-13

Производительность по воздуху, м ³ /ч . . .	13000
Холодопроизводительность*, ккал/ч . . .	35000
Теплопроизводительность, ккал/ч . . .	70000
Осушающая способность, кг/ч	13,0
Увлажняющая способность, кг/ч	14,6
Поверхность, м ²	
воздухоохладителя	246
калорифера	82
Установленная мощность электродвигателей, кВт	10,3
насоса	2,8
вентилятора	7,5
Габаритные размеры, м	
воздухообрабатывающего агрегата	
длина	2,5
ширина	1,67
высота	1,6
пульта управления	
длина	0,5
ширина	0,9
высота	2,0
Вес, кг	
воздухообрабатывающего агрегата . .	2000
пульта управления	150
кондиционера (общий)	2150

* Температура рассола—2°C, воздуха 12°C, влажность воздуха 70 %.

Кондиционер обрабатывает только рециркуляционный воздух. Наружный воздух поступает в камеру через приточную вентиляцию, не входящую в систему кондиционера.

Воздух из камеры засасывается в воздухоохладитель кондиционера, где охлаждается и осушается. Сконденсированная влага стекает в поддон, установленный под воздухоохладителем, а затем в канализацию. После воздухоохладителя воздух проходит через калорифер, где подогревается.

При необходимости воздух увлажняется водяным паром, поступающим через соленоидный клапан в нагнетательный воздуховод. Обработанный воздух распределяется по камере с помощью воздуховодов.

Кондиционер подключается к действующей на предприятии центральной рассольной системе с температурой рассола не выше —3°C. Холодный рассол из центральной системы через фильтр и трехходовой смесительный клапан подается насосом в воздухоохладитель. Часть отепленного в воздухоохладителе рассола возвращается в центральную систему, а часть через смесительный клапан смешивается с холодным для поддержания перед воздухоохладителем постоянной температуры рассола —2°C.

Наличие насоса у кондиционера обеспечивает хорошую циркуляцию рассола в воздухоохладителе даже при слабом напоре в рассольной системе.

Поступающий в воздухоохладитель рассол очищается в отстойнике и фильтре. О загрязненности фильтра можно судить по показаниям манометров, установленных до и после него.

В калорифер через регулирующий вентиль подается горячая вода или пар.

Воздухоохладитель воздухообрабатывающего агрегата монтируется из трех стандартных калориферов, состоящих из стальных трубок диаметром 22×2 мм, на которые плотно насажены ребра толщиной 0,55 мм с шагом 5,8 мм.

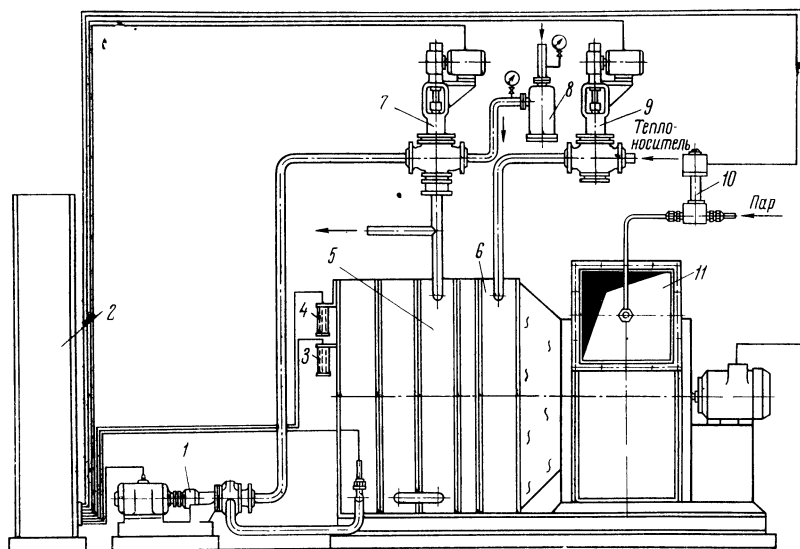


Рис. 1. Автоматизированный рассольный кондиционер КТР-13:
1 — рассольный насос; 2 — пульт управления; 3 — датчик температуры;
4 — датчик влажности; 5 — воздухоохладитель; 6 — калорифер; 7 — трех-
ходовой смесительный клапан; 8 — рассольный фильтр; 9 — регулирующий
клапан; 10 — электромагнитный вентиль; 11 — вентилятор.

Шаг трубок в направлении движения воздуха 42,5 мм, в направлении, перпендикулярном движению воздуха, 60 мм. Калорифер подогревателя выполнен так же, как и калорифер воздухоохладителя.

Кондиционер монтируется на подставке или подвешивается под потолком камеры. Расстояние между боковой стенкой кондиционера и стеной камеры должно быть не менее 0,8 м. Со стороны всасывания в кондиционер свободное пространство должно быть не менее 1 м для беспрепятственного движения воздуха.

В таблице сопоставлены показатели кондиционера КТР-13 с выпускаемыми нашей промышленностью кондиционерами типа КД и КН.

Как видно из таблицы, кондиционер КТР-13 имеет значительные преимущества по габаритным размерам, весу и по установленной мощности электродвигателей.

Схема автоматики кондиционера КТР-13 (рис. 2) обеспечивает устойчивую его работу при температуре 10—16°C и относительной влажности 75—90%.

Автоматизировано поддержание температуры рассола, подаваемого в воздухоохладитель, температуры и влажности воздуха, обрабатываемого кондиционером, а также управление рассольным насосом и вентилятором кондиционера.

Для регулирования температуры рассола, температуры и влажности воздуха использованы релейно-импульсные приборы РПИБ-С с жесткой обратной связью.

Датчиками температуры служат медные термометры сопротивления градуировки 23. Термометр ТСМ-ХІ 1, измеряющий температуру рассола, подаваемого в кондиционер, расположен на трубопроводе рассола, непосредственно за насосом. Термометр ТСМ-ХІІ 2, измеряющий температуру обрабатываемого воздуха, установлен в потоке воздуха у всасывающей стороны кондиционера.

Заданное значение температуры рассола поддерживается путем смешения холодного рассола, подаваемого от холодильной установки, с отепленным, возвращающимся из воздухо-

охладителя кондиционера. Регулирующим органом служит трехходовой смесительный вентиль 3 с исполнительным механизмом типа ПР.

Заданное значение температуры кондиционируемого воздуха поддерживается путем подачи большего или меньшего количества горячей воды или пара в калориферную секцию кондиционера. Регулирующим органом служит моторный вентиль 4 с исполнительным механизмом типа ПР.

Показатели	КТР-13	КН-15	КД-10
Производительность по воздуху, м ³ /ч	13000	15000	10000
Холодопроизводительность (t _п =12°C; φ _п =70%), ккал/ч	35000*	36000**	24000**
Мощность установленных электродвигателей, кВт . .	10,3	17,3	14,0
Габаритные размеры, м			
длина	2,5	2,93	8,1
ширина	1,67	1,98	1,96
высота	1,6	3,27	2,15
Объем по габаритным размерам, м ³	7,6	19,0	34
Вес кондиционера, кг	2150	2980	3200

* Начальная температура рассола—2°C; ** начальная температура воды 2°C.

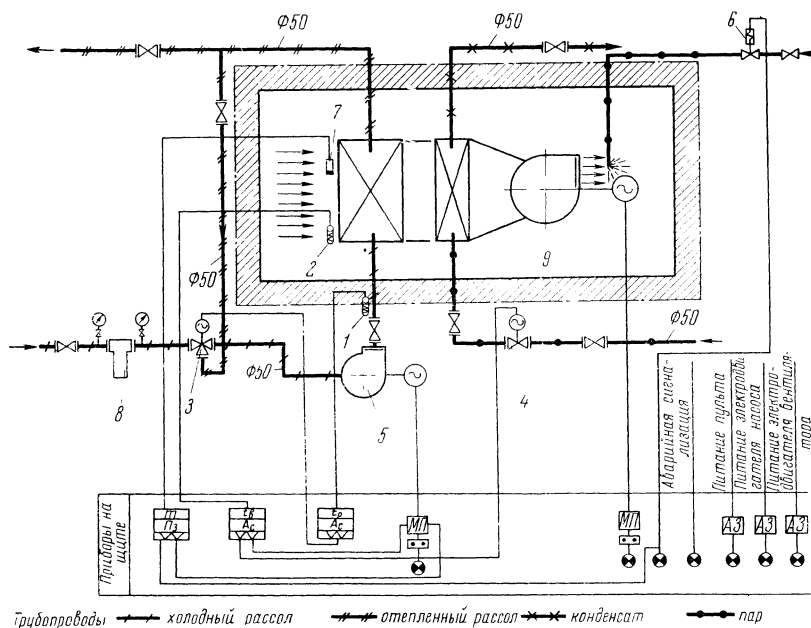


Рис. 2. Схема автоматики кондиционера КТР-13.

Если воздух необходимо только охладить, регулирование осуществляется с помощью воздухоохладителя путем включения и выключения насоса 5, подающего холодный рассол.

Заданное значение влажности поддерживается или осушением воздуха в воздухоохладителе, для чего в последний насосом подается холодный рассол, или увлажнением паром, подаваемым в форсунку увлажнителя через соленоидный вентиль 6. Исполнительный орган в первом случае — насос, во втором — соленоидный вентиль.

Датчиком влажности 7 служит электролитический датчик, разработанный Ивановским институтом охраны труда совместно с Промэнерго.

Управление вентилятором автоматическое, с центрального пульта. Вентилятор заблокирован с насосом для подачи холодного рассола, прошедшего через фильтр 8. При неработающем вентиляторе насос включить нельзя. Это необходимо для защиты поверхности воздухоохладителя от выпадения инея. Предусмотрены сигнализация аварийных режимов работы кондиционера и защита электрических цепей от перегрузок и короткого замыкания.

Схема автоматики обеспечивает как автоматическое, так и ручное управление, для чего имеются переключатели режимов работы и ключи для ручного управления.

Электрическая схема питается от трехфазной сети с нулевым проводом. Напряжение сети 380 в, частота 50 гц.

Систему следует включать в автоматический режим при небольших отклонениях значений температуры и влажности воздуха в кондиционируемом помещении 9 от заданных во избежание перегрузки регулирующих приборов.

Параметры воздуха в кондиционируемом помещении, близкие к заданным, достигаются при предварительном ручном управлении системой.

При ручном дистанционном управлении переключатели режима переводятся в положение «дистанционное управление».

Конструктивно система автоматического управления и регулирования состоит из пульта автоматического управления, регулирующих органов с испол-

нительными механизмами, а также датчиков технологических параметров кондиционируемого воздуха (температура, влажность) и рассола (температура).

Регулирующие устройства и датчики выпускаются промышленностью. Регулирующие устройства монтируются непосредственно на трубопроводах; датчики температуры и влажности воздуха устанавливаются в центре кондиционируемого помещения или в месте входа воздуха в кондиционер на специальных кронштейнах; датчик температуры рассола помещается в гильзе, ввариваемой в рассольный трубопровод непосредственно за насосом.

Пульт автоматического управления состоит из обогреваемого шкафа и приборов автоматики. На передней панели шкафа размещены автоматические регуляторы температуры и влажности, переключатели режимов работы, сигнальная аппаратура и таблички с надписями. Внутри шкафа размещены панель промежуточных реле, пускорегулирующая аппаратура и панель клеммных колодок.

Шкаф устанавливают на бетонное основание и крепят четырьмя фундаментными болтами, при этом следят, чтобы передняя панель была хорошо видна и доступна для обслуживания.

В 1969 г. были проведены рабочие испытания кондиционера КТР-13 на Опочечком маслосырзаводе Псковского управления Росмо-

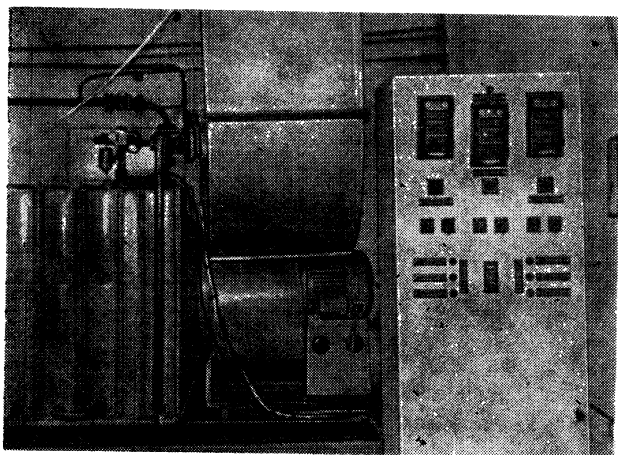


Рис. 3. Установка кондиционера КТР-13 с пультом автоматики в камере созревания сыра Опочецкого масло-сырзавода.

локо по программе, утвержденной Министерством мясной и молочной промышленности РСФСР.

Установка кондиционера КТР-13 с пультом автоматики в камере созревания сыра Опочецкого маслосырзавода дана на рис. 3.

Испытание проводили в пустой камере (без стеллажей и сыра) объемом 3900 м³. Влагодделения имитировали подачи в помещение пара, теплоприток — работой калорифера второго кондиционера КТР-13. В июле 1969 г. здесь же были проведены междуведомственные испытания кондиционеров в камере, загруженной на 30% российским сыром (200 т).

В процессе испытаний определяли максимальную производительность кондиционера по воздуху, при которой отсутствует срыв конденсата с ребристой поверхности воздухоохладителя, холодопроизводительность, теплопроизводительность, осушающую и увлажняющую способности, мощность, потребляемую вентилятором, динамический и статический напор в нагнетательном воздуховоде.

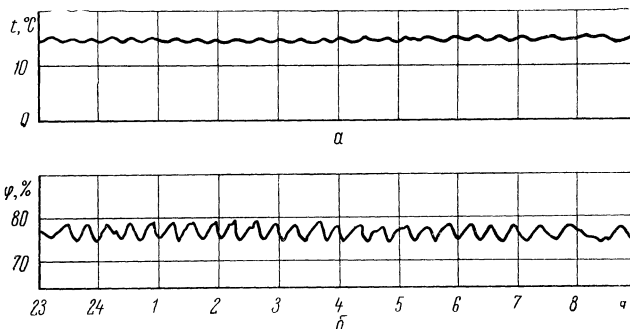


Рис. 4. Диаграмма изменения температуры (а) и влажности (б) воздуха в камере при работе кондиционера КТР-13 в режиме $t_n = 15 \pm 0,5^\circ\text{C}$, $\phi_n = 76 \pm 2\%$.

Характеристика КТР-13, полученная по результатам испытаний, представлена ниже:

Температура, °C	10	12	16
Относительная влажность, %	75	77	85
Холодопроизводительность, тыс. ккал/ч	33	35	46,9
Теплопроизводительность, тыс. ккал/ч	77	77	77
Осушающая способность, кг/ч	12	14	39,0
Увлажняющая способность, кг/ч	14,6	14,6	14,6
Статический напор, кг/м ²	66	66	66
Мощность, потребляемая вентилятором, квт	5,4	5,4	5,4
Относительная влажность воздуха в пульте автоматики, %	43	43	43
Производительность по воздуху, м ³ /ч	13200	13200	13200

Точность поддержания регулируемых параметров (рис. 4) составляла: температуры $\pm 0,5^\circ\text{C}$, влажности $\pm 2\%$.

Испытания показали, что автоматизированный кондиционер КТР-13 по всем основным характеристикам (холодопроизводительность, теплопроизводительность, осушающая и увлажняющая способности, диапазоны и точность поддержания режима) соответствует техническим условиям.

Междуведомственная комиссия рекомендовала к внедрению автоматизированные кондиционеры КТР-13 на сыродельных заводах молочной промышленности.

Теплостойкость клеевых соединений трубок кондиционеров

М. Д. МАХМУДОВ, доктор техн. наук, проф. А. Д. МУСТАФАЕВ
Азербайджанский институт нефти и химии им. М. Азизбекова

628.84

Для соединения трубок и различных деталей из меди, алюминия и других материалов обычно применяют дорогостоящие припои, изготовленные из дефицитных материалов. Однако в ряде случаев они не удовлетворяют требованиям герметичности, химической стойкости, в связи с чем в ряде случаев получили применение клеевые соединения [1—3].

Работниками Бакинского завода кондиционеров и сотрудниками кафедры технологии нефтяного и химического машиностроения Азербайджанского института нефти и химии им. М. Азизбекова были проведены исследования в целях замены припоя клеем специального состава [4, 5].

В статье приводятся результаты экспериментальных исследований по определению теплостойкости (предельной температуры герметичности) клеевых соединений при различных температурах и внутренних давлениях.

Исследовались соединения трубок диаметром 10, 12, 14, 16, 18, 20, 30, 40 и 50 мм и длиной шва $l=7$ мм из следующих металлов: медь—медь (М2), алюминий—алюминий (АМцМ), медь—алюминий, алюминий—сталь (Ст. 10). Толщина клеевого слоя 90—110 мкм. Для отверждения образцы выдерживали при 150°C в течение 68 мин.

Перед испытанием система соединений заполнялась воздухом под давлением, контролируемым манометром.

Испытания проводили в воде:

при постоянных внутренних давлениях 5, 15, 23 и 33 кгс/см² и изменяющейся температуре;
при постоянной температуре 20°C и изменяющемся давлении от 80 до 250 кгс/см².

Давление изменялось ступенчато с выдержками по 5 мин. Температура повышалась со скоростью 2°C в минуту с выдержками на каждой ступени по 10 мин. О нарушении герметичности в соединении судили по появлению пузырьков в воде и по показаниям манометра.

Таким методом было испытано 740 соединений, в том числе на теплостойкость 560 и на влияние давления 180 (каждый вариант испытаний повторяли по 5 раз).

Результаты экспериментальных исследований даны на рис. 1—3.

На рис. 1 показана зависимость предельной

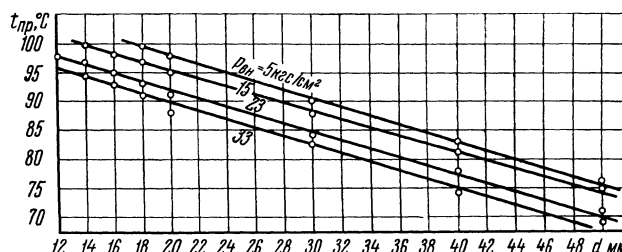


Рис. 1. Зависимость предельной температуры герметичности $t_{пр}$ соединений медных трубок от их диаметра при различных внутренних давлениях $p_{вн}$.

температуры герметичности соединений медных трубок от их диаметра.

Как видно из рис. 1, при сравнительно высоких давлениях (23 и 33 кгс/см²) теплостойкость меньше, чем при низких (5 и 15 кгс/см²). Кроме того, предельная температура герметичности для указанных давлений понижается с увеличением диаметра соединения. При температуре 100°C и давлении 5 кгс/см² соединения нарушались только у трубок диаметром 18 мм и более, а при 15 кгс/см² — у трубок диаметром 14 мм и выше.

Во всех вариантах испытаний (за исключением двух случаев при давлении 33 кгс/см²) соединения медных трубок диаметром 10 мм при 100°C не нарушались.

Теплостойкость соединений трубок из других металлов носит такой же характер, как и соединений медных трубок.

Такая же закономерность наблюдается на рис. 2, где дана зависимость предельной температуры герметичности от внутреннего давления при различных диаметрах соединений медных трубок.

Поскольку зависимость предельной температуры от внутреннего давления и диаметра соединения прямолинейна, общая их взаимосвязь может быть выражена уравнением

$$t_{пр} = A - a p_{вн} - b d,$$

где A , a , b — коэффициенты; для медных трубок можно принять $A=115$, $a=0,3$ и $b=0,75$.

Зависимость предельной температуры герметичности от внутреннего давления и диаметра соединений трубок из других металлов носит такой же характер.

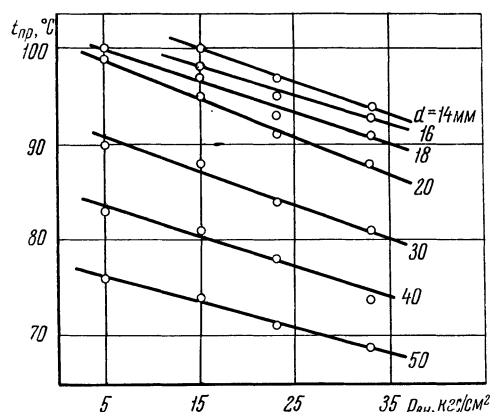


Рис. 2. Зависимость предельной температуры герметичности $t_{пр}$ соединений медных трубок от внутреннего давления $p_{вн}$ при разных диаметрах d .

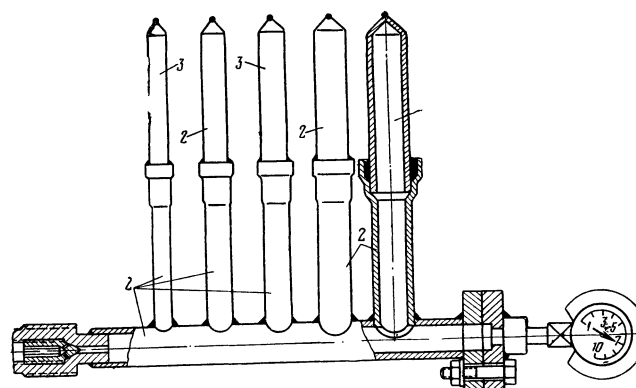


Рис. 4. Устройство для испытания химической стойкости образцов:
1 — медь; 2 — алюминий; 3 — сталь.

Исследования, проведенные при постоянной температуре 20°C , показали, что наиболее прочно соединение медных трубок диаметром 10 мм, которое выдерживает предельное давление 250 кгс/см^2 (рис. 3).

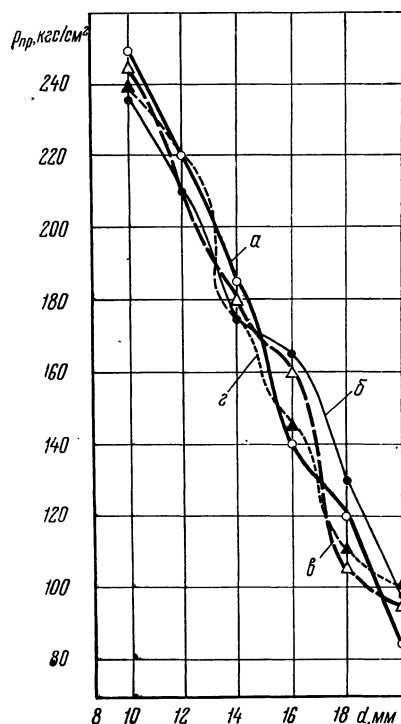


Рис. 3. Зависимость предельных давлений $p_{пр}$ для соединений трубок: медь — медь (а), алюминий — алюминий (б), медь — алюминий (в) и алюминий — сталь (г) от их диаметра d при 20°C .

На рис. 3 кривые зависимости предельных давлений от диаметра соединения трубок из различных металлов почти совпадают с кривой для соединения медных трубок. Это свидетельствует о том, что предельное давление зависит от диаметра соединения, но не зависит от материала трубок (в пределах изменения температуры и давления, принятых в наших исследованиях).

Соединения трубок подвергли также действию отрицательных температур. Образцы соединений медных и алюминиевых трубок диаметрами 10 и 20 мм заполняли воздухом при избыточном давлении 25 кгс/см^2 и выдерживали при -5°C в течение 12 ч. Повреждений обнаружено не было.

Проводили также исследования химической стойкости компонента. Для этого изготовили образцы испарителей из трубок различного диаметра и материала: медь—медь и алюминий—сталь. Образцы высушивали, вакуумировали, заправляли фреоном-12 под избыточным давлением 7 кгс/см^2 при температуре окружающей среды 35°C и относительной влажности 40%, а затем проверяли течеискателем ВАГТИ-4. Ежемесячная в течение года проверка образцов на специальном устройстве (рис. 4) показала их герметичность.

Выводы

Теплостойкость клеевых соединений трубок из меди, алюминия и стали зависит от внутреннего давления и диаметра соединения. С увеличением этих параметров теплостойкость снижается.

При постоянной температуре предельное давление соединения уменьшается с увеличением его диаметра.

Предельное давление (при прочих равных условиях) почти не зависит от материала трубока.

Примененный в качестве клеевого соединения компонент химически стоек к фреону и атмосферному воздуху.

ЛИТЕРАТУРА

1. Михалев И. И. и др. Технология склеивания металлов. М., «Машиностроение», 1965.
2. Хрулев В. М. Прочность и долговечность клеевых соединений в строительных конструкциях. М., Госстройиздат, 1961.
3. Клей и технология склеивания. Сборник статей под редакцией Д. А. Кардашева. М., Оборонгиз, 1960.
4. Махмудов М. Д., Мустафаев А. Д. Склеивание медных и алюминиевых трубок кондиционеров, «Холодильная техника», 1967, № 6.
5. Мустафаев А. Д., Махмудов М. Д. Прочность склеивания медных и алюминиевых трубок. «Холодильная техника», 1968, № 3.

Исследование воздухоохладителя из алюминиевых трубок с накатными ребрами

Канд. техн. наук В. Е. МИНИН

Высшее военное инженерно-техническое Краснознаменное училище

621.565.945.001.5

Воздухоохладители с теплообменной поверхностью из круглых трубок с накатными спиральными ребрами имеют ряд преимуществ: идеальный контакт между ребрами и несущими их трубками позволяет обходиться без дорогостоящего припоя и повышает устойчивость теплотехнических характеристик воздухоохладителей при любых условиях эксплуатации;

возможность механизации процесса производства трубок с накатными ребрами резко повышает производительность труда и значительно снижает стоимость при массовом производстве.

В результате предварительного сравнения большого числа теплообменных аппаратов нами был выбран воздухоохладитель со следующими конструктивными характеристиками: наружный диаметр трубок $d_n = 12,5$ мм; диаметр оребрения $d_{op} = 23,5$ мм; средняя толщина ребра $\delta_p = 0,7$ мм; шаг между ребрами $S_p = 3,0$ мм; поперечный шаг трубок $S_1 = 25$ мм; продольный шаг трубок $S_2 = 21,5$ мм; коэффициент оребрения $\beta = 6,14$.

Теплообменная поверхность изготовлена из алюминиевых трубок с накатными спиральными ребрами. Трубки расположены в шахматном порядке — 8 рядов по ходу воздуха. В одном ряду (по высоте теплообменника) — 10 трубок. Схема движения холодоносителя в аппарате — перекрестно-противоточная (каждый ряд трубок — один ход воды).

Фронтальное сечение аппарата для прохода воздуха 260×260 мм; живое сечение по воде

$f_w = 0,000628$ м²; живое сечение по воздуху $f_v = 0,029$ м²; площадь теплообменной поверхности $F = 5,08$ м².

Эксперименты проводили на установке, в которой воздух циркулировал по замкнутой схеме, охлаждался или охлаждался и осушался в воздухоохладителе, после чего последовательно проходил через каплеотделитель, вентилятор, систему воздухопроводов, электроподогреватель и поступал снова в воздухоохладитель. До входа в аппарат воздух при необходимости увлажнялся паром низкого давления. При работе воздухоохладителя в качестве калорифера воздух забирался из атмосферы и после обработки в аппарате вентилятором удалялся в атмосферу.

Воздухоохладитель исследовался совместно с каплеотделителем щелевого типа. Каждый каплеулавливающий элемент, помещенный в корпус каплеотделителя, состоит из двух зигзагообразных металлических пластин с поперечными относительно потока воздуха щелями длиной 135 мм, расположенными в коридорном порядке. Капли конденсата попадают через щели в свободное пространство между двумя пластинами, откуда они не могут вырваться в поток воздуха и стекают в поддон, из которого отсепарированная влага отводится в измерительный сосуд.

Расход воды через воздухоохладитель определяли весовым способом. Скорости воздуха измеряли анемометрами: при $v < 6,0$ м/сек крыльчатый, при $v > 6,0$ м/сек — чашечным. Статические давления воздуха и их перепа-

ды — микроманометром типа ММН и дифференциальным манометром типа ДТ-50 (при больших значениях давлений). Таким же манометром определялись перепады статических давлений воды в аппарате.

Температура воды и воздуха (по сухому и мокрому термометру) измерялась медь-константановыми термопарами с ценой деления $0,1^\circ\text{C}$, э.д.с. термопар — лабораторным потенциометром типа Р 306. Для работы с потенциометром применялся зеркальный гальванометр типа М-95.

Количество тепла определяли отдельно по воздуху и воде, после чего проверяли тепловой баланс.

Коэффициенты теплопередачи относили к полной наружной поверхности теплообменника F и среднелогарифмической разности температур воздуха и воды.

Задачи экспериментального исследования воздухоохладителя:

— получить расчетные зависимости по тепло- и массообмену и сопротивлению: для определения коэффициентов теплопередачи при процессах нагревания воздуха k_n , сухого охлаждения k и охлаждения с одновременным осушением $k_{я}$ (коэффициент явной теплопередачи); коэффициентов влаговываждения ξ ; аэродинамических сопротивлений при сухом Δp и мокром Δp_m теплообмене, а также гидравлических сопротивлений ΔH ;

— установить влияние массообмена на теплообмен путем сравнения коэффициентов теплопередачи, полученных при сухом охлаждении воздуха и при одновременных процессах тепло- и массообмена;

— определить влияние направления теплового потока на величину коэффициента теплопередачи;

— визуально изучить процессы охлаждения воздуха с одновременным его осушением.

Было проведено 187 опытов, из них: при нагревании воздуха 29, при сухом охлаждении 30 и при охлаждении с осушением 128. Опыты выполнялись при весовых скоростях воздуха в сжатом сечении теплообменника $v\gamma = 4,9$; $6,8$ и $8,9 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{сек})$ и скоростях воды в трубках теплообменника $w = 0,2$; $0,6$ и $1,1 \text{ м}/\text{сек}$.

Температура воздуха на входе в теплообменник t_n при процессах его охлаждения поддерживалась равной 25 — 40°C . Температура воды на входе в теплообменник t_{w1} в большинстве случаев превышала 13°C и изменялась в пределах $6,5$ — 24°C .

В результате обработки опытных данных получены расчетные зависимости величин k_n , k , $k_{я}$, ξ , $\Delta p_{об}$, $\Delta p_{т.о}$, $\Delta p_{к.о}$ и ΔH от влияющих на них факторов.

Зависимости для определения коэффициентов теплопередачи. При нагревании воздуха

$$k_n = 17,6 (v\gamma)^{0,665} w^{0,133}, \quad (1)$$

при сухом охлаждении

$$k = 17,4 (v\gamma)^{0,665} w^{0,184}. \quad (2)$$

Для получения зависимости коэффициента явной теплопередачи $k_{я}$ при охлаждении воздуха с осушением опытные точки, сгруппированные при $v\gamma = \text{const}$ и $w = \text{const}$, нанесены на графики с координатами T , $k_{я}$, которые приведены на рис. 1.

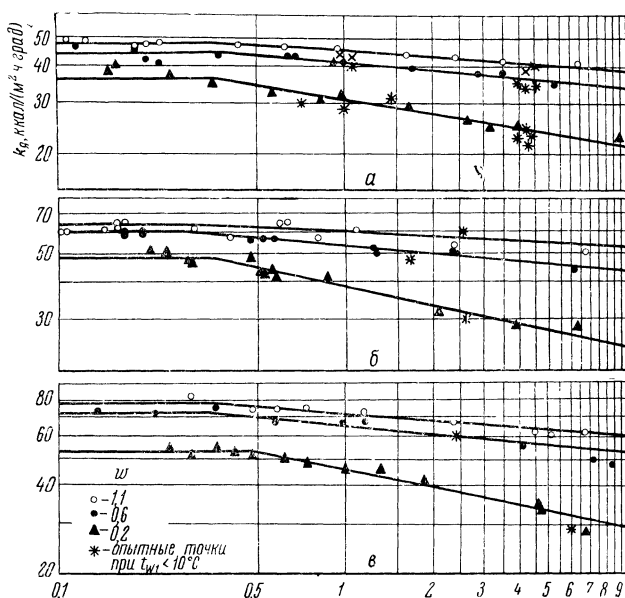


Рис. 1. Зависимость $k_{я} = f(T, w)$:
а — при $v\gamma = 4,9 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{сек})$; б — при $v\gamma = 6,8 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{сек})$; в — при $v\gamma = 8,9 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{сек})$.

Анализ этих графических зависимостей позволяет сделать вывод, что на величины коэффициентов явной теплопередачи влияет температурный параметр T^* , если его значение выше $0,4$.

* $T^* = \frac{t_p - t_{w1}}{t_n - t_p}$ — температурный параметр, предложенный Л. М. Зусмановичем и названный критерием M_1 (здесь t_p — температура точки росы воздуха на входе в воздухоохладитель).

Более строгий анализ показывает, что при увеличении w влияние температурного параметра на $k_{\text{я}}$ начинает сказываться при меньших значениях T . Границу между двумя зонами, в одной из которых T не влияет на $k_{\text{я}}$, а в другой — влияет, можно определять по уравнению

$$T = 0,282 w^{-0,128}. \quad (3)$$

Для каждой из указанных зон будет справедливо свое уравнение:

$$\text{для зоны, где } T < 0,282 w^{-0,128}, \quad k_{\text{я}} = 15,6 (v \gamma)^{0,71} w^{0,16}; \quad (4)$$

$$\text{для зоны, где } T > 0,282 w^{-0,128}, \quad k_{\text{я}} = 15,3 (v \gamma)^{0,67} w^{0,23} T^{-0,067 w^{-0,57}}. \quad (5)$$

Сравнение величин коэффициентов теплопередачи испытанного теплообменника позволяет сделать следующие выводы.

— Коэффициент теплопередачи при нагревании воздуха $k_{\text{н}}$ незначительно (на 0,0—9,0%) больше аналогичного коэффициента при сухом охлаждении воздуха k , причем эта разница непостоянна и уменьшается с увеличением скорости воды. Можно полагать, что в поверхностных водо-воздушных теплообменниках отношение $\frac{k_{\text{н}}}{k}$ при увеличении скорости теплоносителей стремится к единице. Этот вывод подтверждается также результатами проведенных нами исследований теплообменника, имеющего пластинчатое оребрение трубок.

— Коэффициент явной теплопередачи $k_{\text{я}}$ при охлаждении воздуха с выпадением конденсата и незначительной интенсивности влаговыведения ($T < 0,282 w^{-0,128}$) практически не отличается от коэффициента теплопередачи при сухом охлаждении k . Действительные значения $\frac{k_{\text{я}}}{k}$ в исследованном диапазоне изменений $v \gamma$ и w равны 0,95—1,03, что находится в пределах точности эксперимента. При $T > 0,282 w^{-0,128}$ отношение $\frac{k_{\text{я}}}{k}$ может изменяться в большом диапазоне (0,6—0,95). Скорости воды в трубках теплообменника и особенно весовая скорость воздуха оказывают незначительное влияние на величину отношения $\frac{k_{\text{я}}}{k}$.

Можно предположить, что уменьшение $k_{\text{я}}$ с ростом T связано с несколько искусственным характером $k_{\text{я}}$, так как при охлаждении воздуха, сопровождающемся конденсацией влаги, перепад температур в метал-

ле и на внутренней поверхности трубок пропорционален общему количеству тепла, а не явному. Поскольку разность $Q_{\text{п}} - Q_{\text{я}}$ растет с повышением значения ξ , а последнее увеличивается с ростом T , то очевидно, что в этом случае $k_{\text{я}}$ будет уменьшаться (см. рис. 1).

Таким образом, снижение $k_{\text{я}}$ при повышении T еще не свидетельствует о влиянии на наружный теплообмен начального состояния воздуха и температуры воды на входе в воздухоохладитель.

Зависимости для определения коэффициентов влаговыведения. Опытные точки, сгруппированные при $w = \text{const}$, нанесены на графики с координатами ξ , T , которые приведены на рис. 2. Граница между областью, где T не влияет на ξ , и областью, в которой при повышении температурного параметра ξ увеличивается, определяется по уравнению

$$T = 0,177 w^{-0,424}. \quad (6)$$

Для области, в которой T не влияет на ξ ,

$$\xi = 1,25 w^{0,036}. \quad (7)$$

Для области, где $T > 0,177 w^{-0,424}$,

$$\xi = 2,13 w^{0,107} T^{0,36 - 0,062 w}. \quad (8)$$

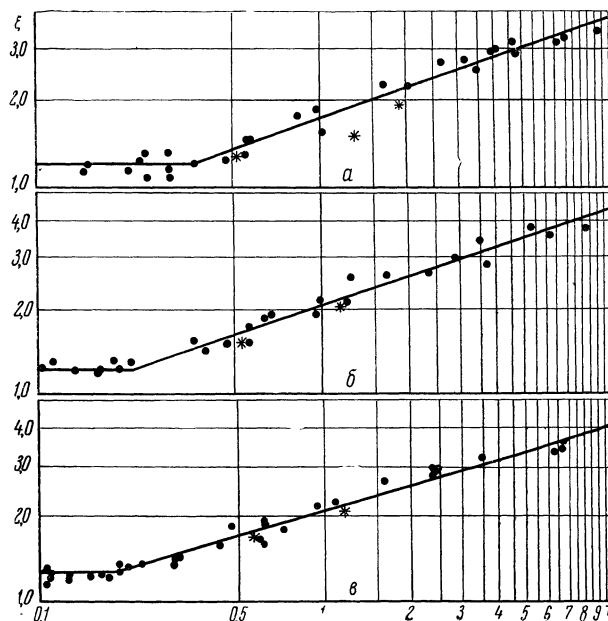


Рис. 2. Зависимость $\xi = \varphi(T)$:
а — при $w = 0,2$ м/сек; б — при $w = 0,6$ м/сек; в — при $w = 1,1$ м/сек (условные обозначения см. на рис. 1).

Анализ графических зависимостей, приведенных на рис. 2, позволяет сделать вывод, что влияние T на ξ проявляется тем раньше, чем больше значение ω . При равных величинах T те значения ξ выше, которые соответствуют большим скоростям воды в трубках воздухоохладителя. Весовая скорость воздуха для рассматриваемого типа поверхности в исследованном диапазоне ее изменения существенного влияния на ξ не оказывает.

Зависимости для определения аэродинамического и гидравлического сопротивления воздухоохладителя. Уравнения для расчета аэродинамического сопротивления теплообменника определены при нагревании воздуха, сухом охлаждении и охлаждении с осушением совместно для теплообменника и каплеотделителя $\Delta p_{об}$ и отдельно как для теплообменника $\Delta p_{т.о}$, так и щелевого каплеотделителя $\Delta p_{к.о}$. Полученные уравнения имеют следующий вид:

для нагревания воздуха

$$\Delta p_{об} = 1,06 (v \gamma)^{1,53}; \quad (9)$$

$$\Delta p_{т.о} = 0,99 (v \gamma)^{1,37}; \quad (10)$$

$$\Delta p_{к.о} = 0,354 (v \gamma)^{1,56}; \quad (11)$$

для сухого охлаждения воздуха

$$\Delta p_{об} = 1,6 (v \gamma)^{1,42}; \quad (12)$$

$$\Delta p_{т.о} = 1,44 (v \gamma)^{1,32}; \quad (13)$$

$$\Delta p_{к.о} = 0,3 (v \gamma)^{1,57}. \quad (14)$$

Для получения зависимостей аэродинамического сопротивления воздухоохладителя с каплеотделителем при охлаждении воздуха с осушением от влияющих на него факторов опытные точки, сгруппированные при $v\gamma = \text{const}$, нанесены на рис. 3.

Анализ рис. 3 позволяет сделать вывод, что на аэродинамическое сопротивление оказывает влияние интенсивность выпадения влаги, которая нами учитывается параметром T . Это влияние T на $\Delta p_{об}$ обнаруживается лишь только при $T < 0,6$. Указанная граница не является строгой.

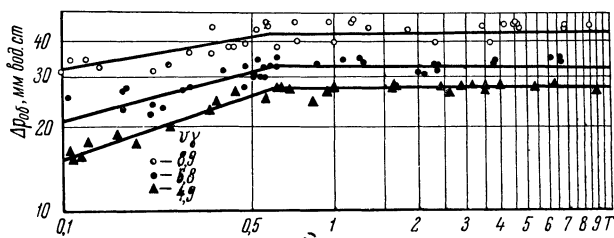


Рис. 3. Зависимость $\Delta p_{об} = \psi(T, v\gamma)$.

Для области, в которой $T > 0,6$,

$$\Delta p_{об} = 7,81 (v \gamma)^{0,77}; \quad (15)$$

$$\Delta p_{т.о} = 7,55 (v \gamma)^{0,65}. \quad (16)$$

Для области, где $T < 0,6$, справедливы уравнения

$$\Delta p_{об} = 12,9 (v \gamma)^{0,565} T^{0,5-0,038v\gamma}; \quad (17)$$

$$\Delta p_{т.о} = 12,2 (v \gamma)^{0,504} T^{0,57-0,041v\gamma}. \quad (18)$$

Аэродинамическое сопротивление щелевого каплеотделителя при охлаждении воздуха с осушением мало зависит от интенсивности выпадения капель конденсата и практически не отличается от величины аэродинамического сопротивления при сухом охлаждении воздуха.

Величины гидравлического сопротивления ΔH испытанного теплообменника можно определить по уравнению

$$\Delta H = 2,38 \omega^{1,8}.$$

Визуальные наблюдения за процессами конденсации водяных паров из паровоздушной смеси проводили при установившихся тепло-влажностных режимах на ребрах первого и последнего рядов трубок воздухоохладителя.

Поверхность ребер в каждый момент времени покрыта каплями различных размеров — от мельчайших и трудно различимых до значительных (диаметр превышает несколько миллиметров). Капли малых диаметров постепенно увеличиваются, объединяются с соседними каплями (этот процесс роста занимает несколько минут) и стекают вниз. Движение отдельных капель начинается при неодинаковых размерах.

Движущаяся по ребру капля захватывает по пути мелкие капли, очищая поверхность ребра от конденсата. На очищенном от конденсата ребре появляются новые мелкие капли и т. д.

В нижней части каждой трубки наблюдается зависание капель. Наибольшее количество влаги зависит на ребрах нижних трубок, а также между их рядами. Зависшие на ребрах капли под воздействием потока воздуха вибрируют и тем больше, чем выше скорость потока.

Вынос капель потоком воздуха из теплообменника начинается при $v\gamma > 4,0 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{сек})$.

При $v\gamma \approx 4,0$ срыв капель наблюдается только с нижних рядов трубок. Наиболее мелкие капли с потоком воздуха достигают каплеотделителя (расстояние от теплообменника до каплеотделителя $\sim 100 \text{ мм}$), а более крупные