

Министерство науки и высшего образования РФ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
"Тульский государственный университет"

Институт горного дела и строительства

Г. Н. ЗЕЛЕНКО

ПОДБОР И РАСЧЕТ ОБОРУДОВАНИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Учебное пособие

Тула
Издательство ТулГУ
2019

УДК 697.94(075.8)
 ББК 38.762.3я73
 3-48

Рецензенты:
 доктор техн. наук, профессор *А.А. Подколзин*
 (НИ РХТУ им. Д.И. Менделеева)

Соколов А.И.
 главный специалист по санитарно-техническому оборудованию
 (ОАО "Тулаоргтехстрой")

3-48 **Зеленко Г.Н. Подбор и расчет оборудования систем кондиционирования воздуха /Г.Н. Зеленко/:** учебное пособие /Тульский гос. ун-т. - Тула, 2019.- 166 с.

ISBN

Учебное пособие соответствует ФГОС ВПО по направлению подготовки бакалавров 08.03.01 «Строительство» (квалификация «бакалавр»).

В пособии содержится методический и справочный материал для выбора типа кондиционеров, схем их компоновки и габаритных размеров центральных кондиционеров КТЦЗА, КТЦЗМ, КТКП и приточной установки "Стандарт". Приведены методики выбора и расчета функциональных секций центральных кондиционеров. Подробно рассмотрен графоаналитический метод подбора форсуночных камер, воздухонагревателей и воздухоохладителей кондиционера КТЦЗ.

Дана методика подбора оборудования в современных СКВ с использованием сплит-систем и систем «чиллеры-фанкойлы».

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлению подготовки 08.03.01 «Строительство», профиль «Теплогазоснабжение и вентиляция», может использоваться при выполнении выпускной квалификационной работы, а также может быть полезно при курсовом проектировании для студентов родственных профилей.

Табл.35. Ил.43. Библиогр. назв. 28

УДК 697.94(075.8)
 ББК 38.762.3я73

Печатается по решению библиотечно-издательского совета
 Тульского государственного университета

© Зеленко Г.Н.
 © ТулГУ, ИГДиС, 2019

Содержание

| | |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| ПРЕДИСЛОВИЕ | 6 |
| 1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЦЕНТРАЛЬНЫХ КОНДИЦИОНЕРАХ..... | 8 |
| 1.1 Типы центральных кондиционеров отечественного про- изводства..... | 8 |
| 1.2 Конструкции и принципы работы центральных конди- ционеров..... | 14 |
| 1.3 Центральный кондиционер КТЦЗ. Базовые схемы ком- поновки..... | 18 |
| 2 КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ КОНДИЦИОНЕРОВ..... | 27 |
| 2.1 Процессы обработки воздуха в оросительных камерах..... | 27 |
| 2.2 Примеры расчета форсуночных камер..... | 33 |
| 2.2.1 Метод Промстройпроеа..... | 33 |
| 2.2.2 Метод НИИсантехпроеа..... | 34 |
| 2.3 Последовательность расчета камер орошения методом Промстройпроекта и НИИсантехпроекта..... | 40 |
| 2.4 Расчет оросительной камеры ОКФЗ кондиционера КТЦЗ..... | 42 |
| 2.5 Пример расчета камер ОКФЗ к КТЦЗ графоаналитиче- ским способом..... | 51 |
| 3 ВЫБОР И РАСЧЕТ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ..... | 58 |
| 3.1 Характеристика воздухонагревателей..... | 58 |
| 3.2 Последовательность расчета воздухонагревателей..... | 67 |
| 3.3 Графоаналитический метод выбора воздухонагревате- лей КТЦЗ..... | 71 |
| 3.4 Последовательность расчета воздухонагревателей кон- диционера КТЦЗ графоаналитическим методом..... | 76 |
| 3.5 Пример расчета воздухонагревателей первого подогрева КТЦЗ..... | 78 |
| 4 ПОВЕРХНОСТНЫЕ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ..... | 82 |
| 4.1 Общие сведения..... | 82 |
| 4.2 Процессы обработки воздуха в поверхностных воздухо- охладителях..... | 86 |
| 4.3 Методы расчета поверхностных воздухоохладителей НИИсантехники..... | 88 |
| 4.4 Графоаналитический метод выбора и расчета поверх- ностных воздухоохладителей КТЦЗ..... | 93 |

| | | |
|------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 5 | ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ АГРЕГАТЫ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ БЛОКИ КТЦЗ..... | 109 |
| 6 | СПЛИТ—СИСТЕМЫ..... | 114 |
| 6.1 | Характеристика сплит-систем..... | 114 |
| 6.2 | Определение ориентировочной холодопроизводительности сплитов..... | 115 |
| 6.3 | Конструктивные решения СКВ с использованием сплитов..... | 121 |
| 7 | СКВ С ЧИЛЛЕРАМИ И ФАНКОЙЛАМИ..... | 124 |
| 7.1 | Характеристики системы..... | 124 |
| 7.2 | Выбор фанкойлов и чиллера..... | 126 |
| | Библиографический список..... | 130 |
| | ПРИЛОЖЕНИЯ..... | 131 |
| | <i>Приложение А</i> Данные для “быстрого подбора” современных центральных кондиционеров отечественного производства..... | 132 |
| A1 | Кондиционеры центральные каркасно-панельные КЦКП..... | 132 |
| A2 | Центральный секционный кондиционер КТЦЗМ (данные ООО “СанТехПроект”, ООО “Промсервис”)... | 136 |
| A3 | Центральный секционный кондиционер КТЦЗА (данные НПП “Вектор-Кондвент”)..... | 139 |
| A3.1 | Габаритно-присоединительные размеры вентиляторных агрегатов совместно с блоками присоединения..... | 143 |
| A4 | Модульная вентиляционная установка “СТАН-ДАРТ”..... | 144 |
| | <i>Приложение Б</i> Теплотехнические и гидравлические характеристики воздухонагревателей кондиционеров КТЦЗ..... | 147 |
| | <i>Приложение В</i> Типовые кондиционеры сплит-систем..... | 158 |
| B1 | Компрессорно-конденсаторные наружные блоки серии MCAT и MCAN..... | 158 |
| B2 | Бытовые кондиционеры MITSUBISHI ELECRIK модели MSC..... | 159 |
| B3 | Мульти-сплит-системы с инвертером..... | 160 |
| B3.1 | Системы на 1 наружный блок и на 3 или 4 внутренних блока..... | 160 |

| | |
|--------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| В3.2 Системы на 1 наружный блок и на 2 внутренних блока..... | 161 |
| В4 Мульти-сплит-системы. Только охлаждение..... | 162 |
| В4.1 Системы на 1 наружный блок и на 4 внутренних блока..... | 162 |
| В4.2 Система на 1 наружный блок и на 3 внутренних блока..... | 163 |
| В4.3 Система на 1 наружный блок и на 2 внутренних блока..... | 163 |
| <i>Приложение Г</i> Фанкойлы серии <i>E, CFD</i> фирмы <i>CLIVET</i> | 164 |
| <i>Приложение Д</i> Основные характеристики чиллеров <i>WRAT</i> и <i>WRAN</i> | 165 |

ПРЕДИСЛОВИЕ

Системы кондиционирования воздуха большой производительности необходимы на многих крупных предприятиях электронной, химической промышленности, точного приборо-и машиностроения и т.д. Ими оснащаются театры, кинотеатры, рестораны, универсамы, спортивные, концертные и читальные залы.

Основным элементом таких систем является центральный кондиционер. Потребность в центральных кондиционерах для промышленных и общественных зданий возрастает с каждым годом. На предприятиях России освоен выпуск центральных кондиционеров отечественного производства и ведется планомерная работа по усовершенствованию конструкции кондиционеров, с целью обеспечения более качественной обработки воздуха и снижению энергопотребления.

Эффективность работы СКВ зависит от многих факторов, в том числе, от рационального выбора элементов систем кондиционирования микроклимата, от правильного монтажа, наладки и эксплуатации. Но прежде всего успех выполнения задач стоящих перед системами кондиционирования воздуха определяется правильно принятым при проектировании решений по обработке приточного воздуха и выбору оборудования для этих целей.

В учебном плане для студентов, обучающихся по направлению подготовки 08.03.01 “Строительство” профиль “Теплогасоснабжение и вентиляция” в самостоятельную дисциплину выделен курс «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение». Для повышения роли самостоятельной учебной работы студента, учебным планом предусмотрено курсовое проектирование по этому курсу.

Выбор секций и компоновка их в установку кондиционера, как правило, выполняется поставщиком методом автоматизированного подбора в соответствии с бланком заказа. Однако, проектировщик систем вентиляции и кондиционирования воздуха выполняет предварительный подборочный расчет и должен владеть методикой выбора оборудования для обработки приточного воздуха (в частности воздухонагревателей, воздухоохладителей, форсуночных камер).

Цель настоящего учебного пособия – помочь студенту основательно разобраться в характере процессов по обработке приточного воздуха в установках КВ, особенностях конструкций оборудования, также методах выбора и расчета отдельных элементов центрального кондиционера на примере КТЦ-3.

Настоящее пособие содержит материал для выбора и применения в курсовых проектах центральных кондиционеров отечественного производства. Даны примеры расчета функциональных секций кондиционера – воздухонагревателей, воздухоохладителей, оросительных камер.

В приложениях пособия содержится достаточный объем справочно-информационного материала для выполнения «быстрого подбора» некоторых типов центральных кондиционеров.

Кроме того, пособие содержит методический, справочно-информационный материал позволяющий определить ориентировочную холодопроизводительность и подобрать оборудование при разработке вариантов с применением сплит-систем и СКВ «чиллеры-фанкойлы».

Несмотря на то, что в пособии достаточно подробно изложены вопросы выполнения курсового проекта, оно не исключает необходимости использования других источников информации: справочников, других пособий, а также нормативной документации.

1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЦЕНТРАЛЬНЫХ КОНДИЦИОНЕРАХ

1.1 Тип центрального кондиционера отечественного производства

Интересно, что впервые слово «кондиционер» было произнесено в 1815 году, когда француз Жанн Шабаннес получил британский патент на метод «Кондиционирования температуры в жилищах и других зданиях». Однако первого практического воплощения идеи пришлось ждать долго. Только в 1902 году американский инженер-изобретатель Уиллис Кэрриер собрал промышленную холодильную машину для типографии Бруклина в Нью Йорке. Первый кондиционер предназначался не для создания приятной прохлады работникам, а для борьбы с влажностью, ухудшающей качество печати.

В 1924 году система кондиционирования была установлена в одном из универмагов Детройта. Тормозило развитие кондиционирования применение в качестве хладона аммиака, пары которого небезопасны для здоровья человека. Однако, в 1931 году был синтезирован безопасный для организма человека фреон, что способствовало интенсивному развитию установок по кондиционированию воздуха.

Долгое время лидерство в области новейших разработок принадлежало американским компаниям, а в конце 50-х – начале 60-х годов инициатива прочно перешла к японцам. В дальнейшем именно они представляли лицо современной индустрии климата.

В СССР кондиционер долгое время считался непозволительной роскошью, отвлекающей пролетариат от классовой борьбы.

В 1963-1965 годах в подмосковном городе Домодедово был налажен выпуск кондиционеров для узлов связи и пунктов управления ракетным оружием.

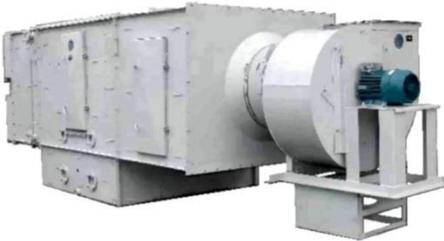
Перед Великой Отечественной войной Московский завод холодильного оборудования «Компрессор» освоил производство фреоновых холодильных машин. Это послужило основой распространения установок кондиционирования воздуха в нашей стране. Стоит заметить, что до 1955 года у нас не было типизации и заводского изготовления кондиционеров.

В 1956-1957 годах «НИИСантехники» разработал, а Харьковский машиностроительный завод «Кондиционер» начал выпускать

центральные кондиционеры из типовых секций производительностью 10, 20, 40 и 60 тыс. м³/ч. Так было положено начало отечественной промышленности кондиционеров.

С 1965 года институт «ВНИИ Кондиционер» разрабатывал, а Харьковский завод выпускал унифицированное типовое оборудование, из которого комплектовались центральные кондиционеры типа КТ производительностью по воздуху от 31,5 до 250 тыс. м³/ч. Дальнейшая модернизация этих типов кондиционеров привела к производству новых кондиционеров типа КТЦ (кондиционер типовой центральный), КТЦ-2, КТЦ-2А и КТЦ-3 (рис. 1.1 а) [1].

а)



Центральные кондиционеры типа КТЦ-3

б)



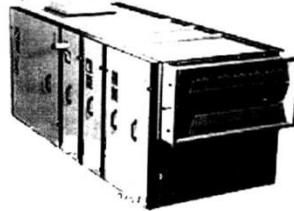
Каркасно-панельный кондиционер КЦКП

в)



Центральные кондиционеры типа КТЦ-3М

г)



Центральные кондиционеры типа КТЦ-3А

а) – секционный КТЦ-3; б) – каркасно-панельный КЦКП; в) – бескаркасный панельный КТЦ-3М; г) – бескаркасный КТЦ-3А

Рисунок 1.1 Внешний вид кондиционеров отечественного производства

На основании анализа состояния систем СКВ и В большинства крупных объектов производственного и социального назначения в Российской Федерации установлено, что основная часть систем выполнена на базе центральных кондиционеров КД, КТЦ, КТЦ-2, КТЦ-2А и КТЦ-3, выпускаемых заводом «Кондиционер» и разрабатываемых во время существования СССР.

В 1995 году создано российское предприятие ООО "ВЕЗА" со-

здано в 1995 году. Основным направлением деятельности компании является разработка, изготовление и реализация вентиляционного оборудования и климатической техники. В состав "ВЕЗА" входит семь собственных заводов в России, Украине и Белоруссии: «ВЕЗА-Фрязино», «ВЕЗА-Храпуново», «ВЕЗА-Брянск», «ВЕЗА-Карачев», «ВЕЗА-Миасс», «ВЕЗА-Харьков», «ВЕЗА-Гомель».

В 1996 году владелец «ВЕЗА» поставил сотрудникам НПО «Термосистема» (город Харьков) задачу на разработку центральных кондиционеров. «ВНИИ Кондиционер», главный институт СССР по вопросам кондиционирования и руководитель лаборатории тепло-массобмена Б. И. Бялый, а также сотрудники харьковского завода «Кондиционер» разработали историческую конструкцию КЦКП. (рис. 1.1 б) [3].

В 1996 году компания «ВЕЗА» начала разрабатывать собственные системы кондиционирования. Первые Российские центральные кондиционеры КЦКП-20 были выпущены летом 1997 года для проекта воздушного отопления с увлажнением для типовых школ Москвы.

Компания «ВЕЗА» - единственное в России предприятие полного технологического цикла производства кондиционеров, вентиляторов и прочей климатической техники.

ВЕЗА-КЦКП – Кондиционеры Центральные Каркасно-Панельные под торговой маркой «ВЕЗА» (рис. 1.1 б) имеют корпуса функциональных блоков, выполненных в виде каркасной конструкции из ригелей и стоек специального алюминиевого или стального профиля, соединенных между собой угловыми элементами [3].

В качестве наружных ограждений в КЦКП служат съемные, несъемные и открывающиеся (на петлях со стороны обслуживания) теплоизоляционные панели. Панели типа «сэндвич» в стандартном исполнении выполнены из двух одинаковых стальных листов. Внутри панели заполняются полиуретановой пеной или минеральной ватой в слой толщиной 25 мм или 50 мм. В технологически обоснованных случаях в качестве наполнителя используется микроультрасупертонкое базальтовое волокно. В приложении А1 приведены данные ООО «ВЕЗА» для «быстрого» подбора типоразмера и габаритных размеров КЦКП.

Каркасно-панельные кондиционеры КЦКП более технологичные, экономичные (по затрате тепла и холода) и энергосберегаю-

щие, чем КТЦ (секционные бескаркасные кондиционеры). Они имеют современный дизайн и вентилятор, который закрыт в корпусе секции (канальный).

Однако, переход на каркасно-панельные кондиционеры вместо широко применяемых КТЦ, не всегда возможен и целесообразен по следующим причинам:

- себестоимость КЦКП для одной и той же производительности и той же самой обработки воздуха в два раза выше кондиционеров КТЦ-2А, КТЦ-3;
- КЦКП выпускаются производительностью только до 100000 м³/ч, а КТЦ до 250000 м³/ч;
- при ремонте и реконструкции существующих систем с центральными кондиционерами КТЦ применять кондиционеры КЦКП (и их элементы) нельзя, так как присоединительные и габаритные размеры резко отличаются.

В связи с этим, с целью экономической целесообразности, около 15-ти лет назад на производственной базе ООО «Промсервис» в г. Дмитров Московской области начато производство центральных кондиционеров КТЦ-3М по типоразмерам и габаритно-привязочным параметрам, аналогичных ранее выпускаемым.

Для производства центральных кондиционеров нового типа применено более совершенное оборудование, обеспечивающее более качественную обработку воздуха и снижение энергопотребления. В том числе, был разработан новый ряд панельно-секционных кондиционеров КЦПС.

Кондиционеры КТЦ-3М (рис. 1.1 в) и КЦПС заменяют ранее выпускаемые, как находящиеся в эксплуатации, так и устанавливаемые в новых системах кондиционирования воздуха и вентиляции [4].

При сравнении ценовых, экономических и технологических показателей (по информации «Промсервис») кондиционеров КТЦ 3М и КЦПС с КЦКП различных производителей выявляется, что по всем показателям имеется преимущество секционных.

Кондиционеры КТЦ-3М и КЦПС - бескаркасные, изготавливаются с утепленными минераловатной плитой панелями, облицованными оцинкованной сталью. Отсутствие каркаса не требует времени на сборку и исключает зависимость производителя от поставок импортных комплектующих для каркасов. Габаритные размеры сек-

ций новых кондиционеров КТЦ-3М даны в приложении А2.

В связи с распадом СССР и прекращением поставки с украинских заводов комплектующих для поддержания работоспособности оборудования старого образца, на предприятиях России еще более остро стала потребность освоения выпуска усовершенствованных кондиционеров отечественного производства стала более острой.

ООО Научно-производственный центр «Вектор-Кондвент», модернизировав оборудование, входящее в состав кондиционеров КТЦ-3, ранее выпускаемых в Харькове на заводе «Кондиционер», создал конструкцию нового типа КТЦ-3А – более технологичную и энергосберегающую (рис. 1.1 г).

В настоящее время, начиная с 2005 года, компания «Вектор-Кондвент» является производителем кондиционеров КТЦ-3А производительностью от 5 до 250 тыс. м³/ч [2].

Центральные кондиционеры (приточные камеры) КТЦ-3А набираются из оборудования (приведенного в номенклатуре), которое соединяется между собой при помощи болтов на фланцах. Герметизация фланцев производится специальной мастикой. В КТЦ-3А повышены технические параметры и уменьшены размеры оборудования, применявшегося в КТЦ, а также введен новый типоразмер кондиционера (приточной камеры) типа КТЦ-3А-5, номинальной производительностью 5000 м³/ч, с диапазоном от 3000 до 8000 м³/ч.

Кондиционер может собираться в правом или левом исполнении, для чего оборудование должно устанавливаться с дверками со стороны обслуживания.

Кондиционер может укомплектовываться вентиляционным агрегатом одностороннего или двухстороннего всасывания. В последнем случае вентилятор находится в корпусе секции и может иметь горизонтальный или вертикальный выпуск воздуха в систему воздуховодов. В приложении А3 приведены некоторые данные компании «Вектор-Конвент» для «быстрого» подбора типоразмера и габаритных размеров кондиционеров типа КТЦ-3А.

Заводом Арктос (г.г. Москва-Санкт Петербург) производится модульная вентиляционная установка «Стандарт», производительностью по воздуху от 1000 до 8000 м³/ч. Эти установки состоят из набора модулей (15 модулей со стандартными длинами для каждого типоразмера). Каждый модуль включает в себя одну или несколько функциональных секций и представляет собой отдельную сборную

конструктивную единицу. Длина модуля в сантиметрах соответствует обозначению модуля. Например, модули фильтров всего размерного ряда установок могут быть только трех типов: 46,48 и 63 длиной 460, 480 и 630 мм соответственно [5].

Каркас секций изготавливается подобно каркасу КЦКП из алюминиевого экструдированного профиля. Дверцы и панели корпуса изготавливаются из стального оцинкованного листа. Панели теплоизолированы слоем огнестойкой минеральной ваты толщиной 25 и 50 мм. Секции могут объединяться в модули (в единый корпус). Модули секций устанавливаются на опорные рамы.

В зависимости от компоновки установки «Стандарт», она работает как приточная камера или как кондиционер. Вентиляционная установка «Стандарт» при работе в режиме кондиционера может осуществлять нагревание и охлаждение, увлажнение и осушку воздуха, очистку от пыли, утилизацию тепла, смешение наружного и рециркуляционного воздуха для чего в комплект ее входят секции с соответствующими функциями. В отличие от КТЦ в них нет блоков тепло-массообмена БТМ и оросительных форсуночных камер. Для изотермического и адиабатического увлажнения, а так же для адиабатического охлаждения служат секции увлажнения, состоящие из корпуса и размещенных в нем элементов увлажнителя. Возможно применение увлажнителей следующих типов: ИУ – испарительный увлажнитель; ПУ – паровой увлажнитель.

Испарительный увлажнитель ИУ состоит из кассет из гигроскопического материала, орошаемых водой. Вода стекая вниз из водораспределителя в поддон, проходя через рифленую поверхность кассет адсорбируется материалом GLASdek и испаряется. Тонкий слой воды на поверхности материала при контакте с воздухом приобретает температуру мокрого термометра обрабатываемого (адиабатически) воздуха.

Паровой увлажнитель ПУ применяется для изотермического увлажнения насыщенным паром при атмосферном давлении путем подачи пара через парораспределитель в секцию ПУ. Выработка пара производится в парогенераторе, размещенном рядом с установкой.

Некоторые конструктивные особенности установки «Стандарт» и данные для «быстрого подбора» приведены в приложении А4.

1.2 Конструкция и принцип работы центральных кондиционеров

В *центральной* системе кондиционирования воздуха кондиционер находится вне «обслуживаемых» помещений (одного или нескольких).

Центральные кондиционеры собираются из типовых секций, функциональных блоков или модулей, набор которых для всех центральных кондиционеров аналогичен по функциональному назначению.

Конструктивные особенности центральных кондиционеров можно рассмотреть на примере кондиционера типа КТЦ (кондиционер типовой центральный). Типовые секции собираются из базовых секций с размерами: шириной 1655 мм, высотой 2000 или 2500 мм. Пропускная способность каждой базовой секции составляет соответственно 30 и 40 тыс. м³/ч. Компоновки базовых секций в типовые с различной пропускной способностью представлены на рисунке 1.2. На рисунке 1.3 показан общий вид центрального кондиционера, его компоновка из типовых секций

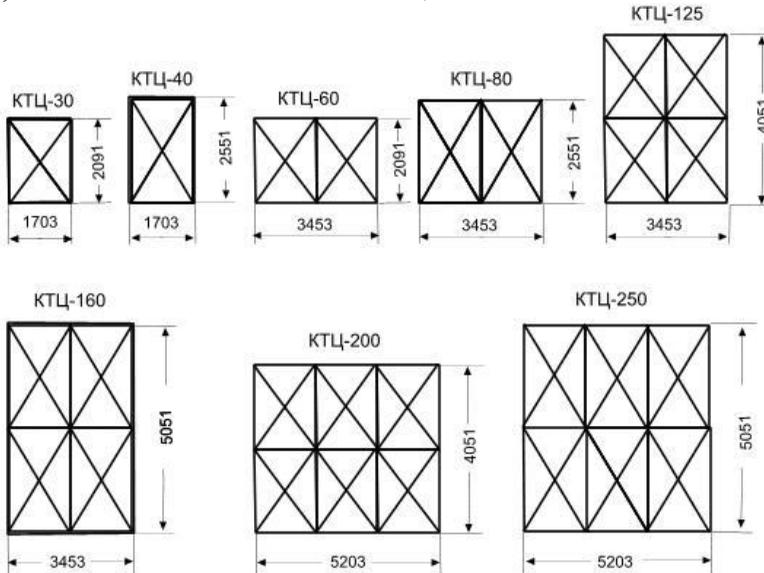
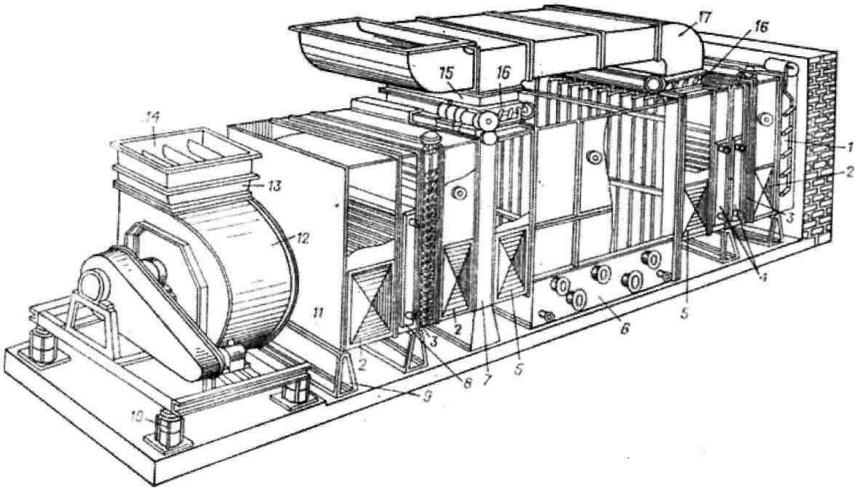


Рис. 1.2 – Компоновка типовых секций кондиционера КТЦ из базовых секций



- 1-приемный утепленный клапан; 2-промежуточная секция;
 3-двоенный клапан с приводом; 4-секция первого подогрева;
 5-смесительная секция; 6-камера орошения; 7-секция фильтров;
 8-секция второго подогрева воздуха; 9-подставки под секции;
 10-виброамортизационная рама; 11-переходная секция к вентилятору;
 12-вентиляторная установка; 13-клапан вентилятора;
 14-воздуовод в помещение; 15-воздухоод байпаса;
 16-проходной клапан с приводом; 17-воздуховод рециркуляции.

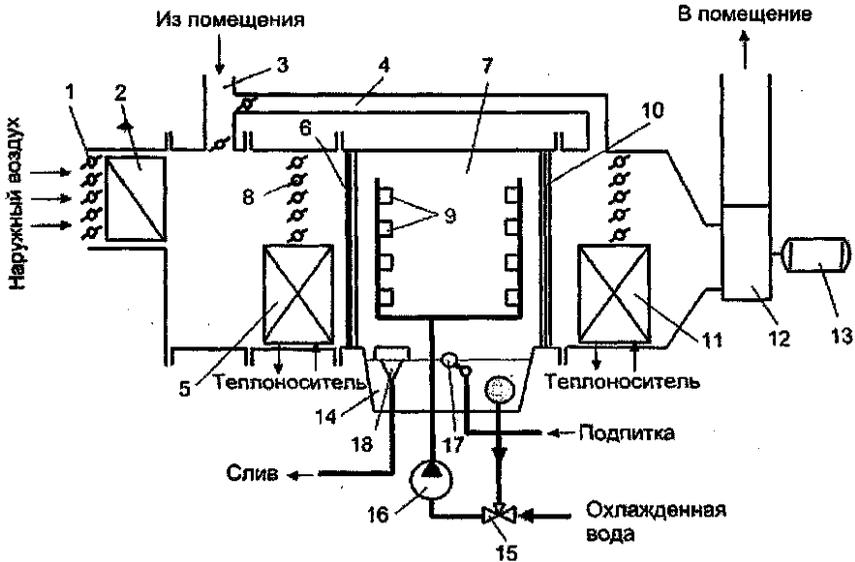
Рис. 1.3 – Общий вид кондиционера КТЦ

Представленная на рисунке 1.4 полная конструктивная схема позволяет разобраться, как работает центральный кондиционер и, в частности, КТЦ-3.

Работа кондиционера осуществляется следующим образом.

В *теплый период* года воздух, поступающий в «обслуживаемые» помещения, должен подвергнуться осушению (уменьшению влагосодержания d , г/кг) и охлаждению. Наружный воздух, проходя через фильтр 2, очищается от пыли и попадает в оросительную камеру 7. В летнее время воздухоподогреватель 5 отключен. В оросительной камере воздух встречается с мелко распыленной форсункой 9 охлажденной водой. Происходит тепломассобмен воздуха с капельками воды, имеющих температуру меньше температуры точки росы воздуха во входе в оросительную камеру. Влажность воздуха на выходе из оросительной камеры, обычно, лежит в пределах 92-97%. Требуемая (расчетная) температура воды в капельках авто-

матически поддерживается подмешиваем к подаваемой охлажденной в холодильной установке (чиллере) воде циркуляционной воды из поддона, изменением положения рабочего органа трехходового крана 15. Распыление воды форсунками 9 обеспечивается подачей насоса 16. Капельки воды отделяются от потока воздуха на каплеотбойной сетке 10 и стекают в поддон 14.



- 1,8-воздушные клапаны; 2-фильтр; 3-рециркуляционный воздуховод;
 4- байпасный воздуховод; 5-воздухоподогреватель первого подогрева;
 6-сетка для выравнивания потока; 7-камера орошения; 9-форсунки;
 10-каплеотбойная сетка; 11- воздухоподогреватель второго подогрева;
 12-вентилятор; 13-электродвигатель; 14-поддон с водой;
 15-циркуляционный насос; 17-шаровый клапан; 18-сливная горловина.

Рис. 1.4 – Полная конструктивная схема КТЦ

Как правило, для обеспечения осушки воздуха до расчетного значения влагосодержания приточного воздуха, требуется охлаждение воздуха до температуры (после камеры орошения) ниже расчетной температуры притока, поэтому после камеры орошения воздух подается в воздухоподогреватель второго подогрева 11. Вследствие осушки воздуха в поддон капает конденсат, и излишки воды в поддоне сливаются к 18.

Если позволяют санитарные нормы по содержанию вредных

веществ в воздухе помещения, в целях экономии теплоты и холода следует использовать, по возможности, рециркуляционную 3 и байпасную 4 линии.

В *холодный период* работа кондиционера отличается, во-первых, тем, что требуется подогрев наружного воздуха (включается воздухонагреватель первого подогрева 5) перед подачей его в камеру орошения, где в холодный период года осуществляется увлажнение воздуха. Во-вторых, не требуется охлажденная вода (не нужна работа холодильной установки). Тепло-влажностный процесс обработки воздуха, близкий к изоэнтальпийному (адиабатическому) происходит без изменения температуры воды, которая равна температуре по мокрому термометру воздуха, обрабатываемого в камере орошения.

Поэтому вода из поддона подается к форсункам одна и та же (полная циркуляция воды). При увлажнении воздуха часть разбрызгиваемой воды испаряется, поэтому для поддержания постоянного уровня воды в поддоне осуществляется подпитка из водопровода, регулируемая шаровым клапаном 17.

В кондиционере КТЦ-3 увлажнение воздуха может осуществляться либо в оросительных секциях ОКФ и ОКС или в форсуночной камере, входящей в состав секции БТМ (блок теплообмена), а охлаждение воздуха в теплый период – или в оросительных камерах или в поверхностных воздухоохладителях (с хладоносителем водой или фреоном), входящих в состав БТМ. Возможно также использование теплообменников первого подогрева.

В некоторых кондиционерах для увлажнения воздуха используются блоки сотового увлажнения (например, в КЦКП, КТЦ-3А).

Принятую схему обработки воздуха, выбранную путем построения процессов обработки воздуха на I-d диаграмме, можно осуществить во всех названных типах центральных кондиционеров, так как процессы обработки воздуха в них идентичны.

Приведенная выше информация позволяет студенту сориентироваться в выборе типа кондиционера и определить его габаритные размеры при принятой схеме обработки воздуха.

Выбор секций (модулей) кондиционеров, обоснованный соответствующими расчетами, осуществляется поставщиками согласно бланку заказа с исходными данными при помощи компьютерных программ.

Для расчетов требуется характеристика секций или других элементов, которые приводятся в каталогах по данному оборудованию или в руководствах по их расчету. [1, 5].

При выполнении курсового проекта по кондиционированию воздуха в гражданском здании целесообразно освоить методику компоновки кондиционера и выбора (обоснованного расчетов «вручную» или безмашинным способом) элементов на примере КТЦ 3, так как необходимая для этого информация довольно полно приведена в справочнике проектировщика [6].

1.3 Центральный кондиционер КТЦ-3. Базовые схемы компоновки

Кондиционеры КТЦ-3 (К-кондиционер, Т-типовой, Ц-центральный, 3-третья модернизация конструкции) используется как кондиционеры промышленного назначения. При номинальной производительности по воздуху 10, 20 31.5, 40, 63, 80, 125, 160, 200 и 250 тыс. м³/ч имеют максимальную производительность 12.5, 25, 40, 50, 80, 100, 200, 250 и 315 тыс. м³/ч. Внешний вид кондиционера приведен на рисунке 1.1 а.

Кондиционеры КТЦ-3 изготавливаются только по четырем базовым (типовым) схемам компоновки оборудования, а их модернизация осуществляется путем доукомплектовывания, замены или исключения отдельных видов оборудования из базовых схем.

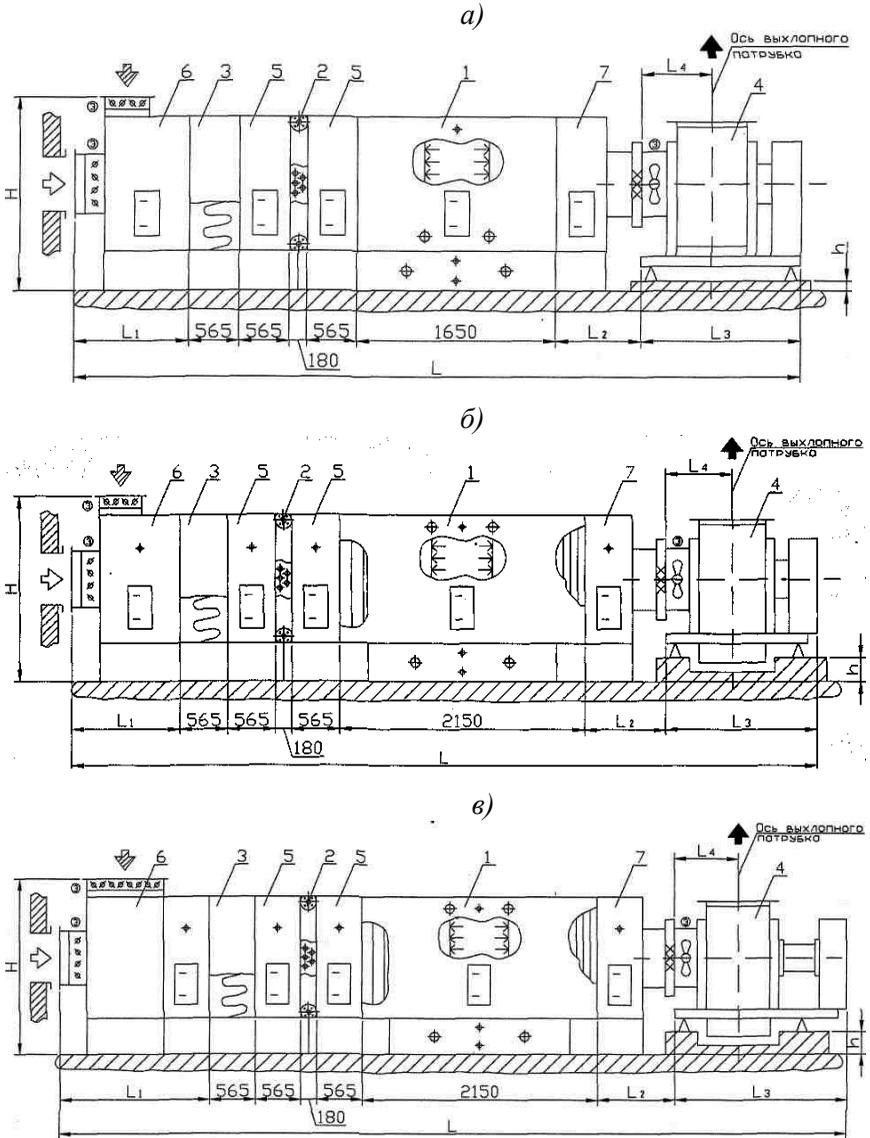
Базовая схема 1 – схема с использованием оросительной камеры типа ОКФ, все типоразмеры.

Базовая схема 2 – то же с камерой ОКС: КТЦ-31.5, КТЦ-3-40, КТЦ-3-63, КТЦ-3-80.

Базовая схема 3 – схема с блоками теплообмена БТМ всех типоразмеров кондиционеров КТЦ-3.

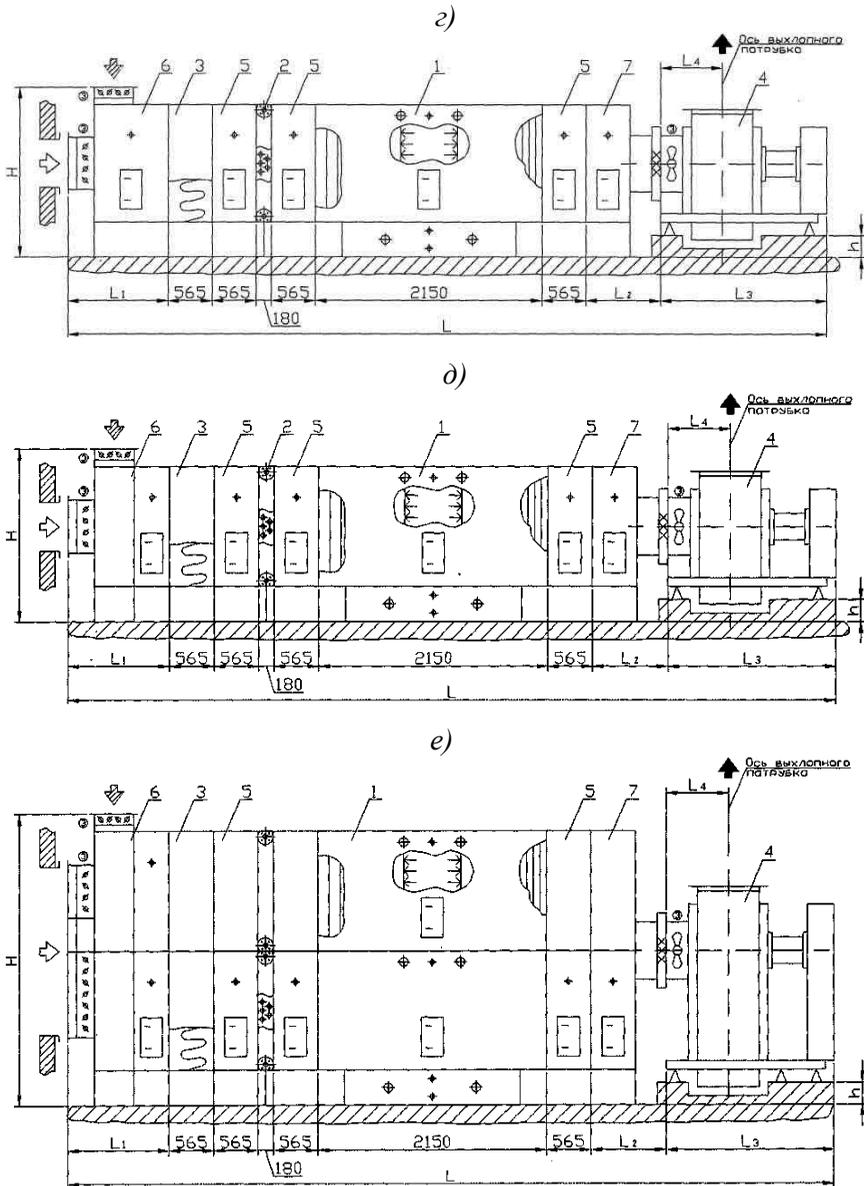
Базовая схема 4 – схема кондиционеров-теплоизоляторов.

Ниже на рисунках 1.5...1.10 приведены базовые схемы 1 и 3, а в таблицах 1.1 – 1.4 размеры и спецификация секций.



а) – КТЦ-3 – 10, КТЦ-3 – 20; б) – КТЦ-3 – 31,5; в) – КТЦ-3 – 40

Рисунок 1.5 Центральные кондиционеры КТЦ-3-10...КТЦ-3-40
базовая схема с камерой орошения



a) – КТЦ-3 – 63; д) – КТЦ-3 – 80; e) – КТЦ-3 – 125

Рисунок 1.6 Центральные кондиционеры КТЦ-3-63...КТЦ-3-125
базовая схема с камерой орошения

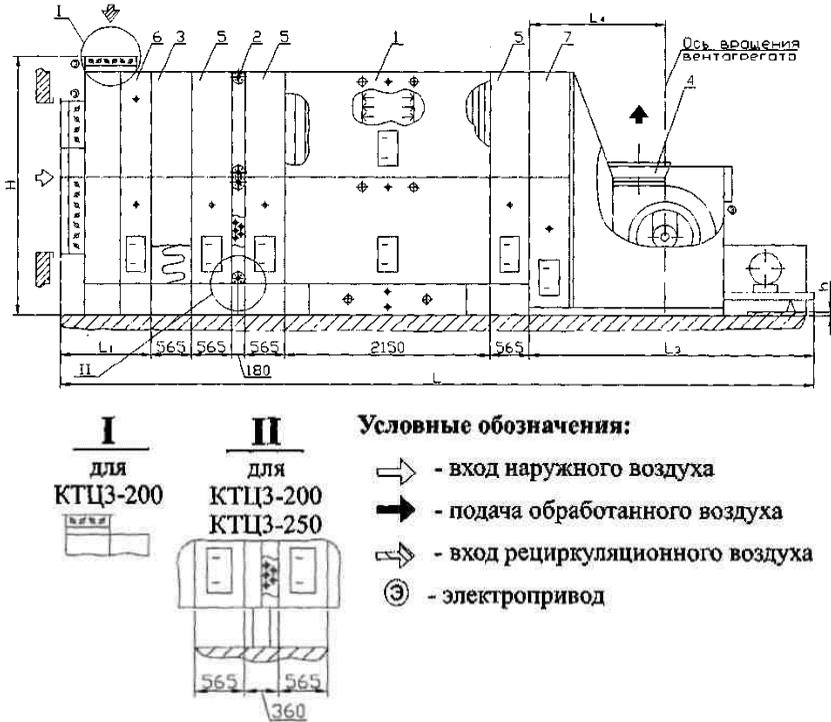


Рисунок 1.7 Центральные кондиционеры КТЦ-3-160...КТЦ-3-250 базовая схема с камерой орошения

Таблица 1.1 Размеры секций кондиционера (в мм) (к рисунку 1.5-1.7): длина L, высота H, ширина A

| Тип кондиционера | L | L ₁ | L ₂ | L ₃ | L ₄ | H | h | A |
|------------------|-------|----------------|----------------|----------------|----------------|------|-----|------|
| КТЦ-10 | 6955 | 1440 | 740 | 1250 | 580 | 1952 | 217 | 825 |
| КТЦ-20 | 7560 | 1440 | 770 | 1825 | 705 | 1952 | 190 | 1652 |
| КТЦ-31,5 | 8125 | 1440 | 810 | 1850 | 725 | 2845 | 530 | 1652 |
| КТЦ-40 | 8690 | 2005 | 810 | 1850 | 725 | 3345 | 530 | 1652 |
| КТЦ-63 | 9740 | 1440 | 810 | 2900 | 950 | 2845 | 255 | 3402 |
| КТЦ-80 | 10305 | 2005 | 810 | 2900 | 950 | 3345 | 255 | 3402 |
| КТЦ-125 | 11125 | 2005 | 1020 | 3510 | 1120 | 4845 | 530 | 3402 |
| КТЦ-160 | 13655 | 2520 | - | 6543 | 3187 | 5845 | 350 | 3402 |
| КТЦ-200 | 13955 | 2005 | - | 7180 | 3664 | 4845 | 390 | 5152 |
| КТЦ-250 | 14420 | 2520 | - | 7130 | 3615 | 5845 | 390 | 5152 |

Примечание. В размер L, включена длина присоединительной панели с воздушным клапаном L₀=200-250 мм.

Таблица 1.2 Спецификация оборудования базовой схемы с камерой орошения

| № Позиции на чертеже | Наименование оборудования | | Условное обозначе- ние | Входит в состав кондиционеров | | | | | |
|-------------------------------|----------------------------------------------------|---------------------------------|------------------------------|-------------------------------|----------|-----------|----------|----------|----------|
| | | | | КТЦ3-10 | КТЦ3-20 | КТЦ3-31,5 | КТЦ3-40 | КТЦ3-63 | КТЦ3-80 |
| | | | | ИНДЕКС | | | | | |
| 1 | Блок тепломассообмена с двухрядным теплообменником | | БТМ2,2-3 | 01.02224 | 02.02224 | 03.02224 | 04.02224 | 06.02224 | 08.02224 |
| 2 | Фильтр воздушный | | ФР1-3 | 01.21134 | 02.21134 | 03.21134 | 04.21134 | 06.21134 | 08.21134 |
| 3 | Вентилятор-ный агрегат | Полное давление, кПа (условное) | 1,2 | ВКЭ1-3 | 01.41334 | 02.40334 | 03.41334 | 06.41334 | 08.41334 |
| | | | | ВКЭ2-3 | - | - | - | - | - |
| 4 | Камера обслуживания | | КО-3 | 01.50004 | 02.50004 | 03.50004 | 04.50004 | 06.50004 | 08.50004 |
| 5 | Блок приемный | | БСЭ1-3 | 01.51234 | 02.51234 | 03.51234 | 04.51234 | 06.51234 | 08.51234 |
| 6 | Блок присоединительный | | БП1-3 | 01.53004 | 02.53004 | 03.53004 | 04.53004 | 06.53004 | 08.53004 |
| | | | БП2-3 | - | - | - | - | - | |

Продолжение таблицы 1.2

| № Позиции на чертеже | Наименование оборудования | | Условное обозначе- ние | Входит в состав кондиционеров | | | | № Приложения, где даны сведения об оборудовании | |
|-------------------------------|----------------------------------------------------|---------------------------------|------------------------------|-------------------------------|----------|----------|----------|-------------------------------------------------------------|------|
| | | | | КТЦ3-125 | КТЦ3-160 | КТЦ3-200 | КТЦ3-250 | | |
| | | | | ИНДЕКС | | | | | |
| 1 | Блок тепломассообмена с двухрядным теплообменником | | БТМ2,2-3 | 01.02224 | 02.02224 | 03.02224 | 04.02224 | 2,5 | |
| 2 | Фильтр воздушный | | ФР1-3 | 12.21134 | 16.21134 | 20.21134 | 25.21134 | 2,7 | |
| 3 | Вентилятор-ный агрегат | Полное давление, кПа (условное) | 1,2 | ВКЭ1-3 | 12.41334 | - | - | - | 2,16 |
| | | | | ВКЭ2-3 | - | 16.42334 | 20.42334 | 25.42334 | |
| 4 | Камера обслуживания | | КО-3 | 12.50004 | 16.50004 | 20.50004 | 25.50004 | 2,11 | |
| 5 | Блок приемный | | БСЭ1-3 | 12.51234 | 16.51234 | 20.51234 | 25.51234 | 2,14 | |
| 6 | Блок присоединительный | | БП1-3 | 12.53004 | - | - | - | 2,15 | |
| | | | БП2-3 | - | 16.53004 | 20.53004 | 25.53004 | | |

Примечание: Количество комплектуемого оборудования: позиции 1,2,3,5,6 – по 1 шт., позиция 4 – по 2 шт., кроме КТЦ3-10, КТЦ3-40 – по 1 шт.

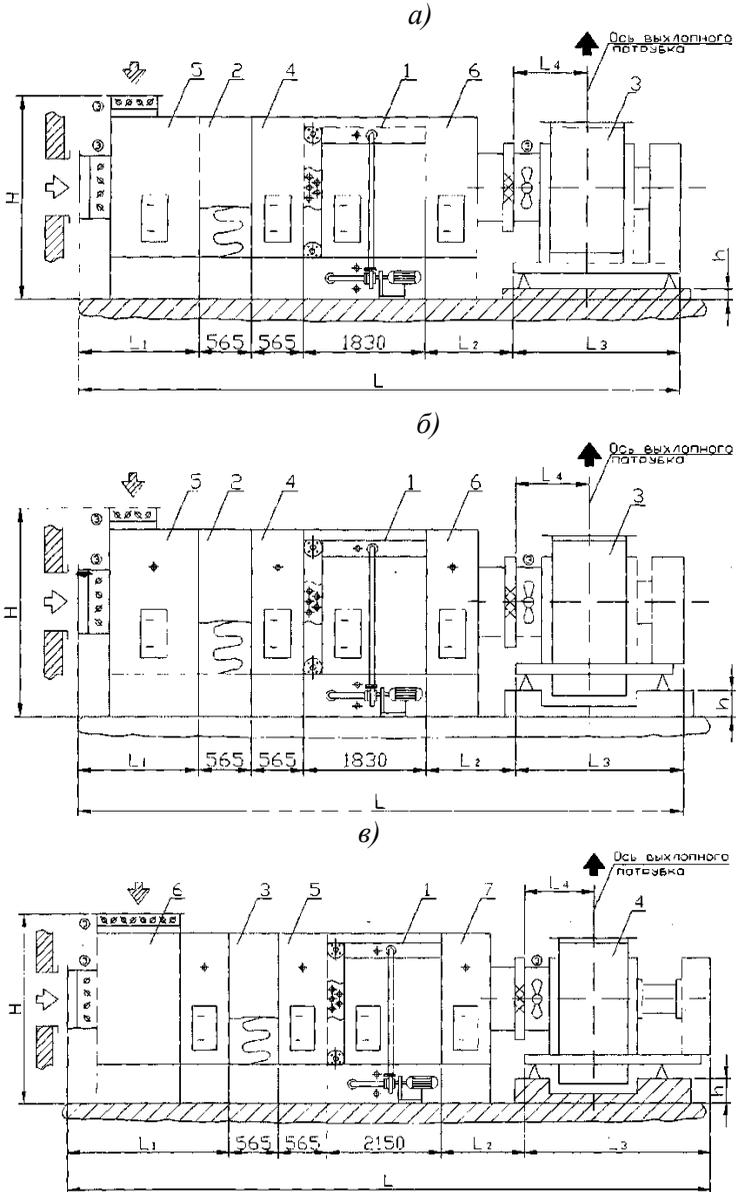
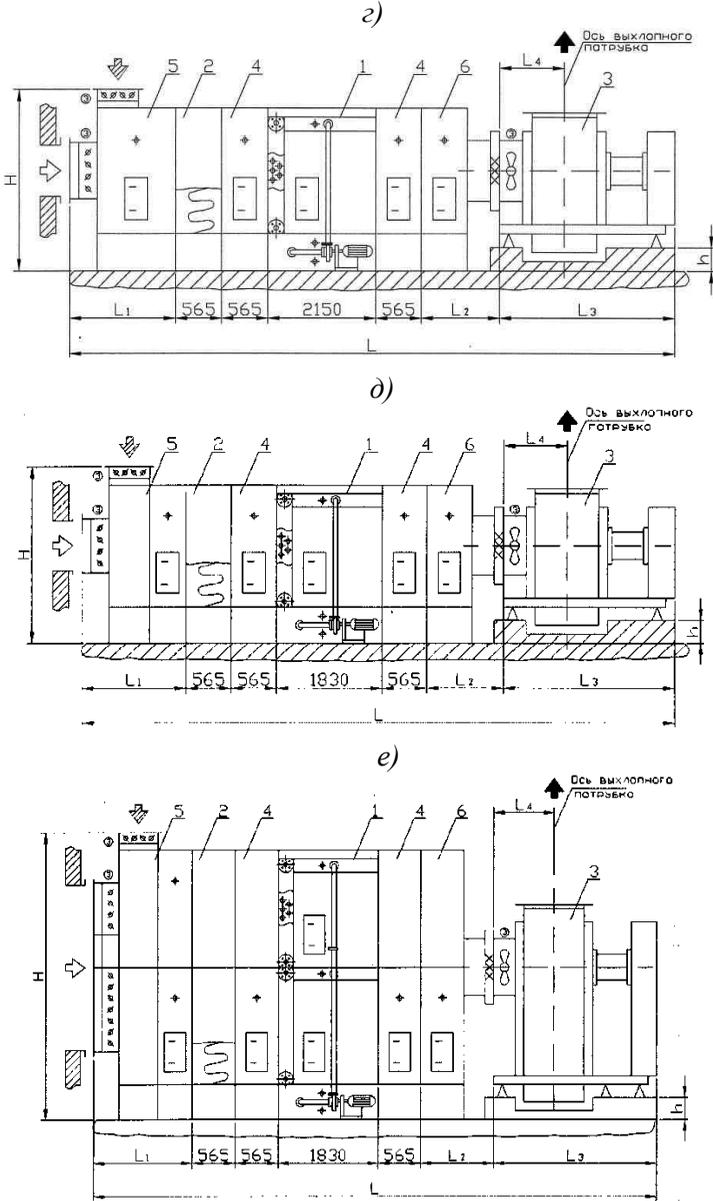


Рисунок 1.8 Центральные кондиционеры КТЦ-3-10...КТЦ-3-40 базовая схема с блоком теплообмена



2) – КТЦ-3 – 63; 3) – КТЦ-3 – 80; 4) – КТЦ-3 – 125

Рисунок 1.9 Центральные кондиционеры КТЦ-3-63...КТЦ-3-125
базовая схема с блоком теплообмена

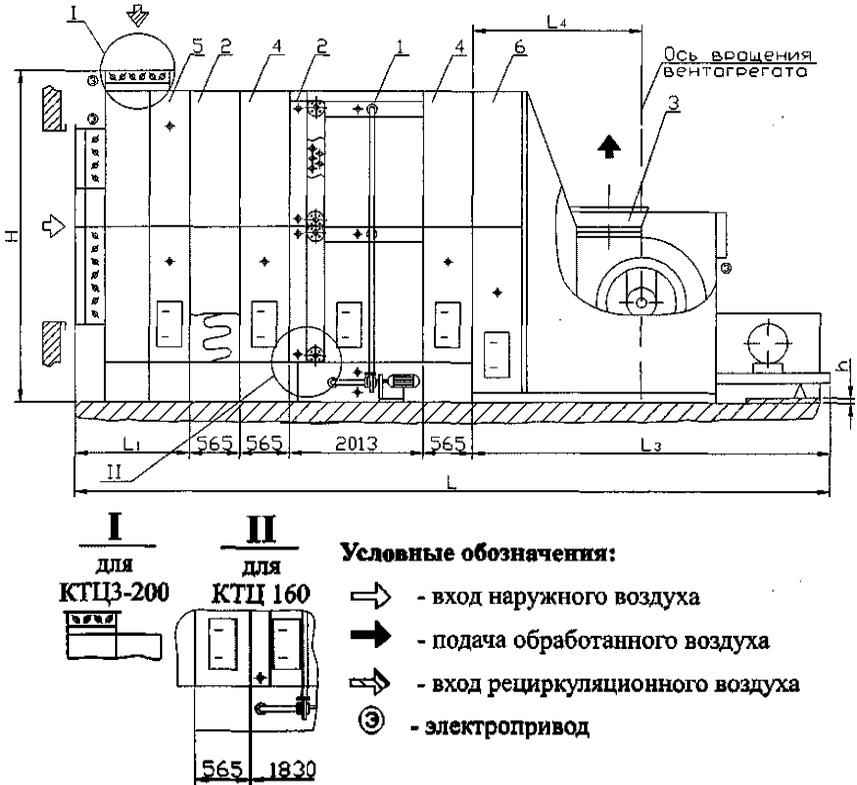


Рисунок 1.10 Центральные кондиционеры КТЦ-3-160...КТЦ-3-250 базовая схема с блоком тепломассообмена

Таблица 1.3 Размеры секций кондиционера (в мм) (к рисунку 1.8-1.10): длина L, высота H, ширина A

| Тип кондиционера | L | L ₁ | L ₂ | L ₃ | L ₄ | H | h | A |
|------------------|-------|----------------|----------------|----------------|----------------|------|-----|------|
| КТЦ-10 | 6390 | 1440 | 740 | 1250 | 580 | 1952 | 217 | 825 |
| КТЦ-20 | 6995 | 1440 | 770 | 1825 | 705 | 1952 | 190 | 1652 |
| КТЦ-31,5 | 7060 | 1440 | 810 | 1850 | 725 | 2845 | 530 | 1652 |
| КТЦ-40 | 7625 | 2005 | 810 | 1850 | 725 | 3345 | 530 | 1652 |
| КТЦ-63 | 8675 | 1440 | 810 | 2900 | 950 | 2845 | 255 | 3402 |
| КТЦ-80 | 9240 | 2005 | 810 | 2900 | 950 | 3345 | 255 | 3402 |
| КТЦ-125 | 10060 | 2005 | 1020 | 3510 | 1120 | 4845 | 530 | 3402 |
| КТЦ-160 | 12590 | 2520 | - | 6543 | 3187 | 5845 | 350 | 3402 |
| КТЦ-200 | 12890 | 2005 | - | 7180 | 3664 | 4845 | 390 | 5152 |
| КТЦ-250 | 13355 | 2520 | - | 7130 | 3615 | 5845 | 390 | 5152 |

Таблица 1.4 Спецификация оборудования базовой схемы с блоком тепломассообмена

| № Позиции на чертеже | Наименование оборудования | | Условное обозначе- ние | Входит в состав кондиционеров | | | | | |
|-------------------------------|----------------------------------------------------|---------------------------------|------------------------------|-------------------------------|----------|-----------|----------|----------|----------|
| | | | | КТЦЗ-10 | КТЦЗ-20 | КТЦЗ-31,5 | КТЦЗ-40 | КТЦЗ-63 | КТЦЗ-80 |
| ИНДЕКС | | | | | | | | | |
| 1 | Блок тепломассообмена с двухрядным теплообменником | | БТМ2 2-3 | 01.02224 | 02.02224 | 03.02224 | 04.02224 | 06.02224 | 08.02224 |
| 2 | Фильтр воздушный | | ФР1-3 | 01.21134 | 02.21134 | 03.21134 | 04.21134 | 06.21134 | 08.21134 |
| 3 | Вентиляторный агрегат | Полное давление, кПа (условное) | 1,2 | ВКЭ1-3 | 01.41334 | 02.40334 | 03.41334 | 06.41334 | 08.41334 |
| | | | | ВКЭ2-3 | - | - | - | - | - |
| 4 | Камера обслуживания | | КО-3 | 01.50004 | 02.50004 | 03.50004 | 04.50004 | 06.50004 | 08.50004 |
| 5 | Блок приемный | | БСЭ1-3 | 01.51234 | 02.51234 | 03.51234 | 04.51234 | 06.51234 | 08.51234 |
| 6 | Блок присоединительный | | БП1-3 | 01.53004 | 02.53004 | 03.53004 | 04.53004 | 06.53004 | 08.53004 |
| | | | БП2-3 | - | - | - | - | - | |

Продолжение таблицы 1.4

| № Позиции на чертеже | Наименование оборудования | | Условное обозначе- ние | Входит в состав кондиционеров | | | | № Приложения, где даны сведения об оборудовании |
|-------------------------------|----------------------------------------------------|---------------------------------|------------------------------|-------------------------------|----------|----------|----------|-------------------------------------------------------------|
| | | | | КТЦЗ-125 | КТЦЗ-160 | КТЦЗ-200 | КТЦЗ-250 | |
| ИНДЕКС | | | | | | | | |
| 1 | Блок тепломассообмена с двухрядным теплообменником | | БТМ2 2-3 | 01.02224 | 02.02224 | 03.02224 | 04.02224 | 2,5 |
| 2 | Фильтр воздушный | | ФР1-3 | 12.21134 | 16.21134 | 20.21134 | 25.21134 | 2,7 |
| 3 | Вентиляторный агрегат | Полное давление, кПа (условное) | 1,2 | ВКЭ1-3 | 12.41334 | - | - | - |
| | | | | ВКЭ2-3 | - | 16.42334 | 20.42334 | 25.42334 |
| 4 | Камера обслуживания | | КО-3 | 12.50004 | 16.50004 | 20.50004 | 25.50004 | 2,11 |
| 5 | Блок приемный | | БСЭ1-3 | 12.51234 | 16.51234 | 20.51234 | 25.51234 | 2,14 |
| 6 | Блок присоединительный | | БП1-3 | 12.53004 | - | - | - | |
| | | | БП2-3 | - | 16.53004 | 20.53004 | 25.53004 | |

Примечание: Количество комплектного оборудования: позиции 1,2,3,5,6 – по 1 шт., позиция 4 – по 2 шт., кроме КТЦЗ-10... КТЦЗ-40 – по 1 шт.

2 КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ КОНДИЦИОНЕРОВ КТЦ

2.1 Процессы обработки воздуха в оросительных камерах

В оросительных камерах, входящих в состав кондиционеров, различного типа, возможно, осуществить разные процессы обработки воздуха (рисунок 2.1):

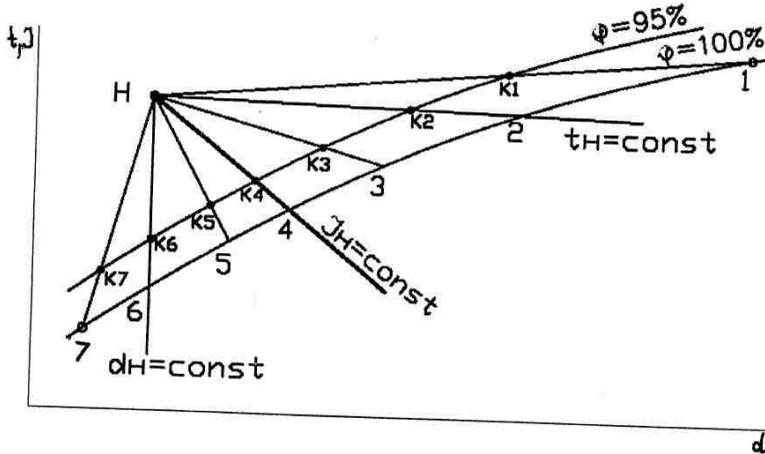


Рисунок 2.1 Процессы обработки воздуха в форсуночной камере на $I-d$ диаграмме

— увлажнение воздуха ($d_k > d_n$) с увеличением энтальпии ($I_k > I_n$) и температуры воздуха ($t_k > t_n$), в этом процессе вода остывает ($t_{wk} < t_{wn}$) и для повторного использования её надо подогреть (процесс $H-K_1$);

— увлажнение воздуха ($d_k > d_n$) с увеличением энтальпии ($I_k > I_n$) и понижением температуры воздуха ($t_k < t_n$), вода — остывает ($t_{wk} < t_{wn}$) (процессы $H-K_2$ и $H-K_3$);

— увлажнение воздуха ($d_k > d_n$) при постоянной энтальпии ($I_k = I_n$) (адиабатический процесс) и понижением температуры воздуха ($t_k < t_n$) — вода не меняет свою температуру ($t_w = const$) (процесс $H-K_4$);

— увлажнение воздуха ($d_k > d_n$) с уменьшением температуры ($t_k < t_n$) и энтальпии ($I_k < I_n$), вода – нагревается ($t_{W_k} > t_{W_n}$) и для повторного её использования требуется воду охладить (процесс $H-K_5$);

— охлаждение воздуха ($t_k < t_n$) при постоянном влагосодержании ($d_k = d_n$) и уменьшением энтальпии ($I_k < I_n$) – вода нагревается в контакте с воздухом ($t_{W_k} > t_{W_n}$) (процесс $H-K_6$);

— охлаждение ($t_k < t_n$) и осушка ($d_k < d_n$) воздуха при этом энтальпия воздуха уменьшается ($I_k < I_n$), а вода нагревается ($t_{W_k} > t_{W_n}$) (процесс $H-K_7$).

Таким образом, в процессах, лучи которых на $I-d$ – диаграмме проходят выше $I_n = const$ – вода нагревается, при $I_n = const$ температура воды не меняется, в процессах, лучи которых лежат ниже $I_n = const$ (и при увлажнении и при осушке, и при $d_n = const$) вода – нагревается, поэтому требуется применять источник искусственно-го охлаждения – холодильную машину, чиллер.

Расчет оросительных камер базируется, прежде всего, на уравнении теплового баланса камер, представляющим собой равенство количества тепла, отданного (или воспринятого) воздухом количеству тепла воспринятого (или отданного) водой.

Тепло отданное (или воспринятое воздухом) может отражать только явный теплообмен – происходящий за счет разницы температур воздуха и воды и приводящий к изменению их температур – $Q_{я}$ и полный, учитывающий кроме явного теплообмена и скрытый, возникающий при влагообмене ($Q_{я} + Q_{ск} = Q_n$).

В *политропных процессах* полный теплообмен сопровождается изменением энтальпии воздуха, температура же воздуха может в этих процессах меняться и оставаться постоянной. Количество явного или скрытого тепла воспринятого (или отданного) воздухом всегда отражается для воды в явном виде, т.е. приводит к изменению её температуры.

В *адиабатическом процессе* – количество тепла отданного воздухом воде в *явном* виде и полученного от неё вместе с водяными парами – в *скрытом*, равны. Поэтому энтальпия воздуха остается постоянной и постоянной остается температура воды.

Уравнение теплового баланса оросительных камер выглядит следующим образом:

- при адиабатическом процессе ($I = const$)

$$G_k \cdot C_g (t_k - t_n) = W \cdot C_w (t_{w_n} - t_{w_k}) = G_k \cdot \mu \cdot C_w (t_{w_n} - t_{w_k}) \quad (2.1)$$

- при политропных процессах

$$G_k \cdot C_g (I_n - I_k) = G_k \cdot C_w (t_{w_k} - t_{w_n}) = W \cdot C_w (t_{w_k} - t_{w_n}) \quad (2.2)$$

где G_k – количество воздуха, проходящее через оросительную камеру, кг/ч;

I_n, I_k – начальная и конечная энтальпии обрабатываемого воздуха, ккал/кг;

$\mu = W/G_k = (I_n - I_k) / (t_{w_k} - t_{w_n})$ – коэффициент орошения воздуха

водой, кг/кг;

t_{w_n}, t_{w_k} – начальная и конечная температура разбрызгиваемой воды, °C;

W – количество воды, разбрызгиваемой в оросительной камере, кг/ч;

C_g, C_w – удельная теплоемкость соответственно воздуха и воды, кДж/кг·°C; $C_g = 1 c_g$ кДж/кг·°C; $C_w = 4,19$ кДж/кг·°C.

Идеальный (теоретически возможный) политропический процесс в форсуночной камере заканчивается, когда воздух становится насыщенным влагой $\phi = 100$ %, а конечная температура его t_k становится равной (рисунок 2.2) [7]:

— при параллельных токах воздуха и воды – конечной температуре воды $t_k = t_{w_k}$;

— при противотоке – начальной температуре воды $t_k = t_{w_n}$;

— при адиабатическом процессе температуре воды $t_k = t_w$.

В реальных политропических процессах тепло- и массообмена параллельный ток сопровождается противотоком и перекрестным током воздуха и воды, поэтому ни первый, ни второй варианты идеализации процессов в камерах не вполне закономерны.

В практике принято считать, что идеальные процессы в оросительных камерах заканчиваются, когда теоретическая температура воздуха становится равной температуре отработавшей воды: $t_T = t_{w_k}$, т.е. так же, как для процессов с параллельным течением воздуха и воды.

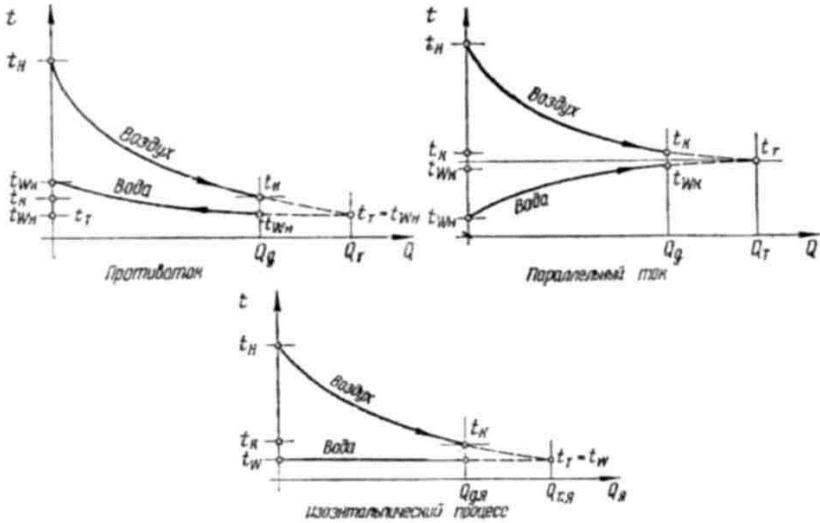


Рисунок 2.2 Схема теплообмена при непосредственном контакте воздуха с водой

В реальных условиях обработки воздуха, разбрызгиваемой водой, процесс изменения параметров воздуха заканчивается раньше, т.е. при $\varphi < 100\%$. Конечная относительная влажность может быть 80 – 95 %, редко – 70 %.

Насколько эффективно происходит процесс тепло- и влагообмена между воздухом и водой в оросительных камерах, зависит от многих факторов, в частности:

— от степени распыла воды, которая в свою очередь определяется размером выходных отверстий форсунок и давлением воды перед ними;

— массовой скорости воздуха \mathcal{G}_p ($\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{с}$);

— количества воды разбрызгиваемой на один килограмм обрабатываемого воздуха, т.е. от коэффициента орошения $\mu = W/G_k$, количества рядов форсунок в оросительной камере и т.д.

Для характеристики тепломассообмена в камерах орошения на основании теоретических и экспериментальных исследований в НИИСантехника, Промстройпроекте и во ВНИИкондиционер для расчетов были предложены зависимости между изменениями параметров воздуха и воды в реальных и идеальных (теоретических) процессах.

Для расчета реальных процессов тепло- и массообмена В.В. Мухиным и А.А. Гоголиным [7, 11] предложен коэффициент полезного действия камеры по теплообмену η_T , представляющий отношение действительной разности энтальпий $\Delta I_d = I_n - I_k$ реальных процессов теплообмена HK , HK_1 , HK_2 и других процессов, имеющих такую же разность энтальпий ΔI_d , к разности энтальпий $I_n - I_T$ идеального процесса HT , который заканчивается, когда конечная температуры воздуха и воды становятся равными между собой, а также равны теоретической температуре воздуха t_T , соответствующей условиям параллельного течения воздуха и воды (рисунок 2.2).

$$\eta_T = \frac{I_n - I_k}{I_n - I_T} = \frac{Q_d}{Q_T} = \frac{t_{W_k} - t_{W_n}}{t_T - t_{W_n}}, \quad (2.3)$$

где Q_d – действительное количество обмененного тепла, ккал/ч;

Q_T – теоретически возможное количество обмененного тепла, ккал/ч.

В диапазоне сравнительно небольших изменений параметров, которые имеют место в камерах орошения, энтальпию воздуха можно считать функцией температуры по мокрому термометру t_m (рисунок 2.3).

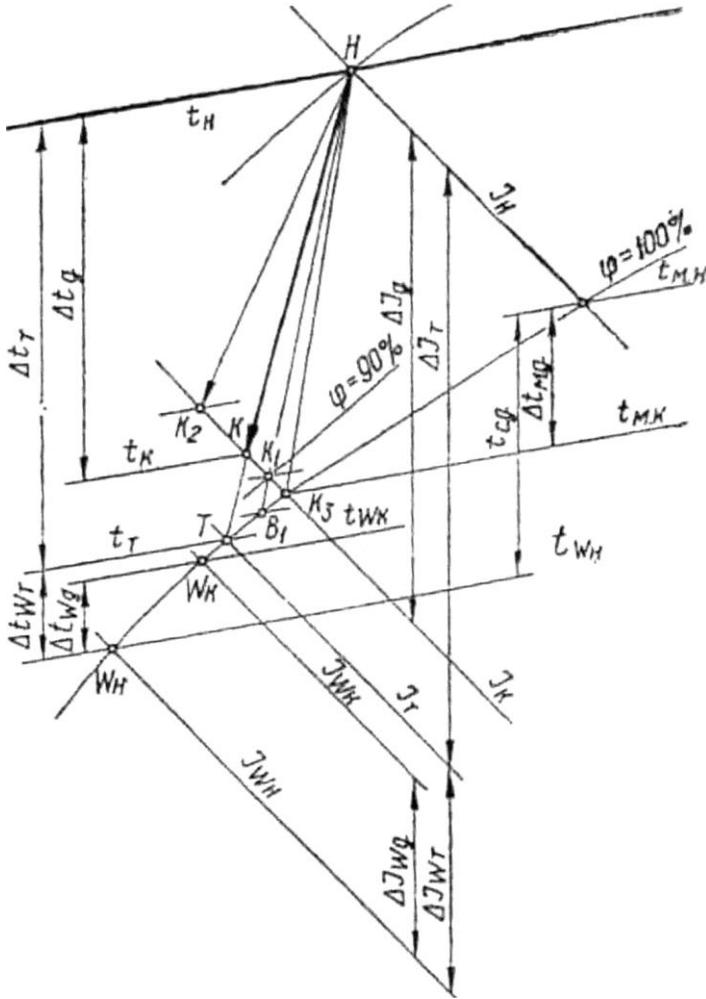


Рисунок 2.3 Схема процессов охлаждения воздуха, построенная на I – d – диаграмме

$$I \approx t_m \cdot m,$$

где $m \approx 0,7$ при I в ккал/кг и $m \approx 2,93$ при I в кДж/кг

При этих условиях

$$\eta_T = \frac{Q_D}{Q_T} = \frac{t_{M.H} - t_{M.K} + t_{W.K} - t_{W.H}}{t_{M.H} - t_{W.H}}. \quad (2.4)$$

2.2 Методы расчета форсуночных камер

2.2.1 Метод Промстройпроекта

Этот метод разработан Б.В. Баркаловым на основании ряда экспериментальных исследований он получил широкое распространение в проектной практике и приведен во многих книгах по кондиционированию воздуха [7].

При расчетах методом Промстройпроекта используется коэффициент эффективности теплообмена, характеризующий условия явного и полного теплообмена, представляющий собой отношение действительного полного тепла Q_D , отданного воздухом к теоретически возможному максимуму Q_T .

$$\frac{Q_D}{Q_T} = \frac{t_H - t_K}{t_H - t_T} = \frac{I_H - I_K}{I_H - I_T} = \frac{t_{W_K} - t_{W_H}}{t_T - t_{W_H}} = \frac{\Delta t_W}{t_T - t_{W_H}} = E. \quad (2.5)$$

В этой формуле отношение разности температур, (отражающее явный теплообмен) принято равным отношению энтальпий, так как изоэнтальпии (адиабаты на $I-d$ – диаграмме параллельны между собой), а изотермы t_n , t_k , t_T практически параллельны.

Исходя из формулы (2.5) получены зависимости:

$$t_{W_K} = t_{W_H} \left(t_T - t_{W_H} \right) \cdot E; \quad (2.6)$$

$$t_{W_H} = t_T + \frac{I_H - I_K}{\mu \cdot C_W} \cdot \frac{1}{E}; \quad (2.7)$$

$$\Delta t_{W_K} = t_T - t_{W_K} = (1/E - 1) \cdot \Delta t_W, \quad (2.8)$$

где $t_W = t_{W_K} - t_{W_H}$.

Применяемые в настоящее время оросительные камеры работают с коэффициентом эффективности теплообмена E в пределах от 0,8 до 0,95, и очень редко эти коэффициенты снижаются до 0,7. Нагрев воды в оросительных камерах, как правило, не превышает 3 °С. В этих условиях Δt_{W_K} по формуле (2.8) будет равно $(1/0,8 - 1) \cdot 3 = 0,75$ °С и в исключительных случаях может достигать до $(1/0,7 - 1) \cdot 3 = 1,2$ °С.

На основании изложенного в практических расчетах рекомен-

дуются принимать

$$t_{w_k} = t_T - 1 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2.9)$$

причем t_T находится в точке T пересечения продолжения прямой НК с кривой $\varphi = 100\%$ (рисунок 2.3).

При описанных выше условиях коэффициенты η_T и E практически равны между собой [3].

2.2.2 Метод НИИсантехника

Расчет по методу Е.Е. Карписа [7, 11] приведен ниже. Этот метод базируется на экспериментальных исследованиях типовых камер НИИсантехники. Здесь принято, что при идеальном процессе конечная температура воздуха по мокрому термометру $t_{мк}$ равна теоретически конечной температуре воды $t_{w.k} = t_T$ (рисунок 2.4). При этом применяются следующие безразмерные коэффициенты эффективности полного теплообмена при процессах:

для политропических процессов

$$E = 1 - \frac{t_{M.K} - t_{W.K}}{t_{M.H} - t_{W.H}}; \quad (2.10)$$

для изоэнтальпических процессов

$$E_K = \frac{t_H - t_K}{t_H - t_{M.H}} = 1 - \frac{t_K - t_{M.H}}{t_H - t_{M.H}}. \quad (2.11)$$

где $t_{M.H}$ и $t_{M.K}$ – начальная и конечная температуры воздуха по мокрому термометру, $^\circ\text{C}$;

$t_{W.H}$ и $t_{W.K}$ – начальная и конечная температура воды, обрабатываемой в камере, $^\circ\text{C}$;

t_H и t_K – начальная и конечная температуры воздуха (по сухому термометру), обрабатываемого в камере, $^\circ\text{C}$.

Здесь принято, что в идеальном процессе теоретически конечная температура воды t_T равна конечной температуре воздуха по мокрому термометру $t_{M.K}$ (рисунок 2.4).

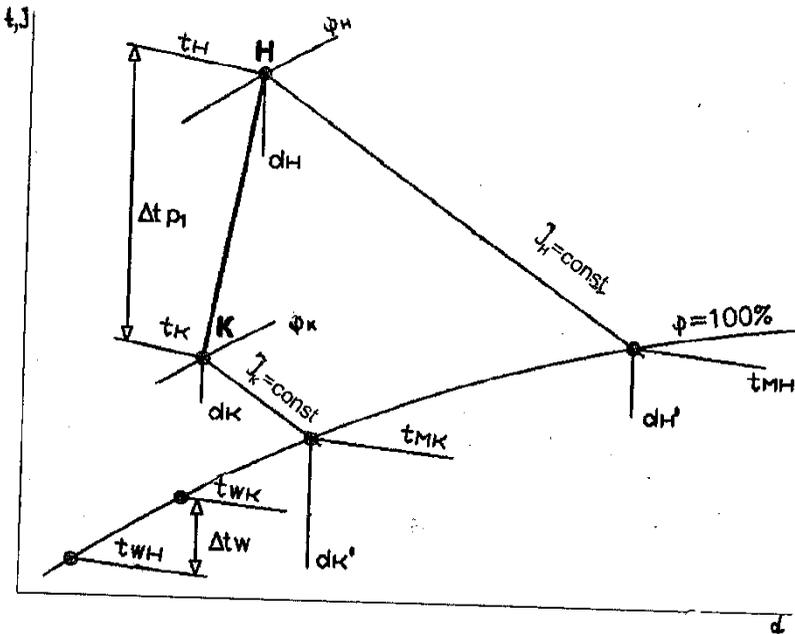


Рисунок 2.4 Схема процессов по методу НИИсантехника

С помощью коэффициента полного теплообмена E в общем случае можно определить только один параметр конечного состояния воздуха – его энтальпию I_H . Для вычисления второго параметра – конечной температуры воздуха по сухому термометру t_H – дополнительно пользуются коэффициентом теплообмена

$$E' = 1 - \frac{t_K - t_{M,K}}{t_H - t_{M,H}} \quad (2.12)$$

Коэффициент E' пригоден для оценки всех процессов обработки воздуха, включая изоэнтальпический (в этом случае $t_{M,K} = t_{M,H}$ и

$$E' = 1 - \frac{t_K - t_{M,K}}{t_H - t_{M,H}} = E_A$$

называется универсальным.

Совместное использование коэффициентов E' , E и уравнения теплового баланса позволяет выполнять любые расчеты, включая определение конечных и начальных параметров воздуха.

При любом методе расчета камер орошения в зависимости от

того какие величины являются исходными, а какие необходимо определить расчетом различают два типа задач – прямая и обратная.

Прямая задача – при заданном количестве обрабатываемого воздуха G_k и его начальных (I_n, t_n, d_n) и конечных (I_k, t_k, d_k) параметрах определить количество воды W (кг/ч), ее начальную и конечную температуру и давление воды перед форсунками P_ϕ (Па).

Обратная задача – прочие варианты, расчетов в частности определения параметров воздуха при заданных начальных параметрах и расходах воздуха и воды.

Как при прямой, так и обратной задаче необходимо знать зависимость между коэффициентом эффективности теплообмена E и коэффициентом орошения μ , обеспечивающую эту эффективность теплообмена.

При расчете методом Промстройпроекта используется формула, полученная Б.В. Баркаловым для форсунок диаметром от 3 до 5,5 мм [7].

$$\mu = 2,95 \gamma x (\rho)^{-0,563} \left(\lg \frac{1}{1-E} \right)^{1,17}, \quad (2.13)$$

или

$$\mu = \mu_T \gamma x,$$

$$\mu_T = 2,95 (\rho)^{-0,563} \left(\lg \frac{1}{1-E} \right)^{1,17}, \quad (2.14)$$

где μ_T – базовый коэффициент орошения, кг/кг, который можно определить по графику (рисунок 2.5) или по таблице 2.1;

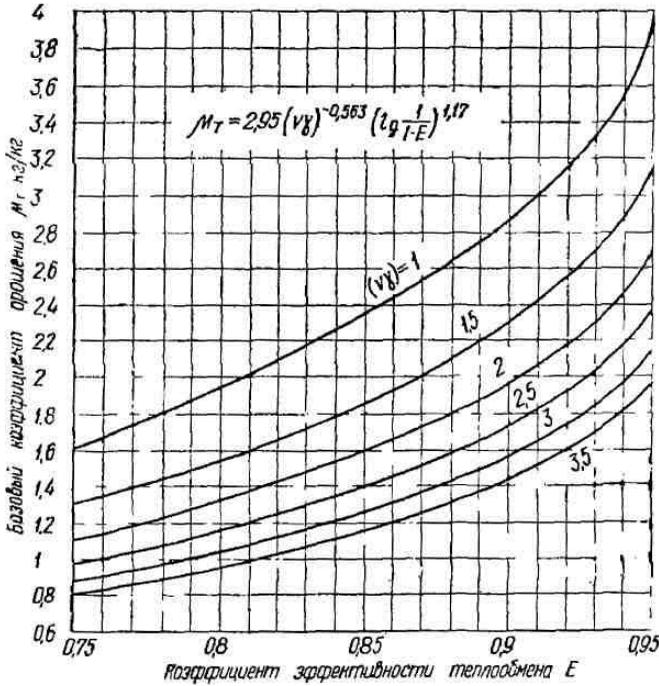


Рисунок 2.5. Номограмма для определения базовых коэффициентов орошения μ_T для всех видов и размеров центральных кондиционеров КД-10, КД-20 и КТ

Таблица 2.1 Значения базового коэффициента орошения μ_T , кг/кг

| Массовая скорость воздуха ρ , кг/(м ² ·с) | Коэффициент эффективности теплообмена E | | | | |
|-----------------------------------------------------------|-------------------------------------------|------|------|------|------|
| | 0,75 | 0,8 | 0,85 | 0,9 | 0,95 |
| 1 | 1,62 | 1,94 | 2,34 | 2,91 | 3,94 |
| 1,5 | 1,30 | 1,54 | 1,86 | 2,33 | 3,15 |
| 2 | 1,1 | 1,31 | 1,59 | 1,99 | 2,69 |
| 2,5 | 0,98 | 1,17 | 1,40 | 1,76 | 2,38 |
| 3 | 0,89 | 1,06 | 1,27 | 1,59 | 2,16 |
| 3,5 | 0,81 | 0,97 | 1,17 | 1,46 | 1,98 |

где y , x – поправочные коэффициенты, значения которых в зависимости от диаметра форсунок, характера процесса и типа кондиционера КД и КТ определены на основе исследований камер этих кондиционеров и приведены в таблице 2.2 и таблице 2.3 [7];

Таблица 2.2 Значения коэффициента μ

| Кондиционер | Диаметр выходного отверстия форсунки, мм | | | | | |
|--------------------|------------------------------------------|------|------|------|------|------|
| | 3 | 3,5 | 4 | 4,5 | 5 | 5,5 |
| КД-10 | 0,89 | 0,96 | - | - | - | - |
| КД-20 | - | - | 1,03 | 1,09 | 1,15 | 1,26 |
| КТ-30 | 0,83 | 0,89 | - | - | - | - |
| от КТ-40 до КТ-250 | - | - | 0,95 | 1 | 1,05 | 1,14 |

Таблица 2.3 Значения коэффициента χ

| Кондиционер | Диаметр форсунки, мм | Значения угловых коэффициентов в луча процесса на I-d-диаграмме | | | | | | | |
|--------------------|----------------------|-----------------------------------------------------------------|-----------------|-----------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------------|
| | | $\varphi=0$ до $-\infty$ III сектор диаграммы | от 0 до +100 | от 0 до +100 | от +100 до +200 | от +200 до +300 | от +300 до +400 | от +400 до +500 | от +400 до + ∞ |
| I сектор диаграммы | | | | | | | | | |
| КД-10 | 3-3,5 | 0,28 | 1 | 0,35 | 0,45 | 0,55 | 0,7 | 0,85 | 0,95 |
| КД-20 | 4-5,5 | 0,44 | 1 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1 |
| КТ-30 | 3-3,5 | 0,28 | 0,86 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 |
| от КТ-40 до КТ-250 | 4-5,5 | 0,44 | 0,86 | 0,5 | 0,55 | 0,6 | 0,7 | 0,75 | 0,85 |

Продолжение таблицы 2.3

| Кондиционер | Диаметр форсунки, мм | Значения угловых коэффициентов в луча процесса на I-d-диаграмме | | | | | |
|---------------------|----------------------|-----------------------------------------------------------------|--------------------|---------------------|----------------------|----------------------|--------------------------|
| | | от 0 до -100 | от -100 до -500 | от -500 до -1000 | от -1000 до -2000 | от -2000 до -5000 | от -5000 до $-\infty$ |
| IV сектор диаграммы | | | | | | | |
| КД-10 | 3-3,5 | 0,35 | 0,45 | 0,65 | 0,8 | 0,9 | 1 |
| КД-20 | 4-5,5 | 0,5 | 0,6 | 0,75 | 0,85 | 0,95 | 1 |
| КТ-30 | 3-3,5 | 0,3 | 0,45 | 0,6 | 0,7 | 0,75 | 0,85 |
| от КТ-40 до КТ-250 | 4-5,5 | 0,5 | 0,55 | 0,65 | 0,75 | 0,8 | 0,85 |

где $\varrho\rho$ – массовая скорость воздуха в камере орошения, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$;

$$\varrho\rho = \frac{G_k}{3600 \cdot F_k} \quad (2.15)$$

где F_k – живое сечение камеры для прохода воздуха, которая дается в характеристике секции орошения конкретного типа кондиционеров, частности КД-10, КД-20 и КТ-30 ÷ КТ-250 в справочниках проектировщиков [11], КТЦ-3 – в справочнике [6] и по таблице 2.4.

Таблица 2.4 Техническая характеристика камер орошения

| Кондиционер | Номинальная производительность по воздуху, м ³ /ч | Габаритные размеры поперечного сечения, мм | | Живое сечение для прохода воздуха, м ² | Номинальная массовая скорость воздуха в поперечном сечении, кг/(м ² ·с) | Общее число форсунок при плотности, шт/(м ² ·ряд) | | Сопротивление камеры, кгс/м ² | Масса, кг |
|-------------|-----------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|--------|---------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------|------|------------------------------------------|-----------|
| | | ширина | высота | | | 18 | 24 | | |
| | КД-10 | 10000 | 776 | 1300 | 1 | 3,34 | 36 | 48 | 12,3 |
| КД-20 | 20000 | 1536 | 1300 | 2 | 3,34 | 72 | 96 | 12,4 | 865 |
| КТ-30 | 31500 | 1665 | 2003 | 3,34 | 3 | 108 | 144 | 11 | 1534 |
| КТ-40 | 40000 | 1665 | 2503 | 4,17 | 3,2 | 144 | 192 | 12,3 | 1733 |
| КТ-60 | 63000 | 3405 | 2003 | 6,81 | 2,94 | 234 | 312 | 11 | 2713 |
| КТ-80 | 80000 | 3405 | 2503 | 8,52 | 3,14 | 312 | 416 | 12,3 | 3031 |
| КТ-120 | 125000 | 3405 | 4003 | 13,65 | 2,94 | 468 | 624 | 11 | 4042 |
| КТ-160 | 160000 | 3405 | 5003 | 17,05 | 3,14 | 624 | 832 | 12,3 | 5213 |
| КТ-200 | 200000 | 5155 | 4003 | 20,8 | 3,2 | 720 | 960 | 11 | 5829 |
| КТ-250 | 250000 | 5155 | 5003 | 25,8 | 3,24 | 960 | 1280 | 12,3 | 6826 |

Если расчет ведется по методу НИИсантехника коэффициент орошения, обеспечивающий требуемую эффективность теплообмена E в камере орошения, определяется на основании экспериментальных данных, в зависимости от характера процесса, диаметра форсунок и массовой скорости воздуха (ρ). Эти данные приведены в справочнике проектировщика [10, 11] и в таблице 2.5.

Таблица 2.5 Значения коэффициентов эффективности теплообмена E , E_A и E' [5]

| Процесс обработки воздуха | Диаметр выпускного отверстия форсунок, мм | Коэффициент эффективности теплообмена | Значения коэффициента орошения μ , кг/кг | | | | | | |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------|---------------------------------------|----------------------------------------------|------|------|-------|-------|-------|-------|
| | | | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1 | 1,1 |
| Изоэнтальпическое увлажнение | 3,5 | E_A | 0,71 | 0,76 | 0,8 | 0,82 | 0,86 | 0,89 | 0,91 |
| | 4-5 | E_A | - | - | - | 0,75 | 0,77 | 0,79 | 0,82 |
| Одновременное охлаждение и осушение, охлаждение без изменения влагосодержания, одновременное охлаждение и увлажнение с понижением энтальпии | 3,5 | E | - | - | - | 0,785 | 0,815 | 0,845 | 0,875 |
| | 3,5 | E' | - | - | - | 0,79 | 0,825 | 0,86 | 0,89 |
| | 4-5 | F | - | - | - | 0,68 | 0,7 | 0,72 | 0,74 |
| | 4-5 | E' | - | - | - | 0,73 | 0,755 | 0,775 | 0,795 |
| Одновременное охлаждение и увлажнение с повышением энтальпии, изотермическое увлажнение, одновременный подогрев и увлажнение | 3,5 | E | 0,765 | 0,78 | 0,80 | 0,815 | 0,825 | 0,84 | 0,86 |
| | 3,5 | E' | 0,815 | 0,83 | 0,85 | 0,865 | 0,875 | 0,89 | 0,9 |
| | 4-5 | E | - | - | - | 0,8 | 0,82 | 0,83 | 0,84 |
| | 4-5 | E' | - | - | - | 0,785 | 0,79 | 0,81 | 0,82 |

Продолжение таблицы 2.5

| Процесс обработки воздуха | Диаметр выпускного отверстия форсунок, мм | Коэффициент эффективности теплообмена | Значения коэффициента орошения μ , кг/кг | | | | | | |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------|---------------------------------------|----------------------------------------------|-------|-------|------|-------|-------|-------------|
| | | | 1,2 | 1,3 | 1,4 | 1,5 | 1,6 | 1,7 | 1,8 и более |
| Изоэнтальпическое увлажнение | 3,5 | E_A | 0,935 | 0,96 | 0,96 | 0,96 | 0,96 | 0,96 | 0,96 |
| | 4-5 | E_A | 0,84 | 0,85 | 0,865 | 0,89 | 0,895 | 0,9 | 0,92 |
| Одновременное охлаждение и осушение, охлаждение без изменения влагосодержания, одновременное охлаждение и увлажнение с понижением энтальпии | 3,5 | E | 0,9 | 0,92 | 0,92 | 0,95 | 0,92 | 0,92 | 0,92 |
| | 3,5 | E' | 0,92 | 0,95 | 0,95 | 0,81 | 0,95 | 0,95 | 0,95 |
| | 4-5 | E | 0,76 | 0,775 | 0,79 | 0,86 | 0,82 | 0,83 | 0,84 |
| | 4-5 | E' | 0,815 | 0,835 | 0,85 | 5 | 0,88 | 0,895 | 0,9 |
| Одновременное охлаждение и увлажнение с повышением энтальпии, изотермическое увлажнение, одновременный подогрев и увлажнение | 3,5 | E | 0,865 | 0,87 | 0,87 | 0,91 | 0,87 | 0,87 | 0,87 |
| | 3,5 | E' | 0,905 | 0,915 | 0,915 | 5 | 0,915 | 0,915 | 0,915 |
| | 4-5 | E | 0,85 | 0,85 | 0,85 | 0,86 | 0,87 | 0,875 | 0,88 |
| | 4-5 | E' | 0,83 | 0,845 | 0,86 | 0,87 | 0,88 | 0,89 | 0,89 |

Примечание. В зависимости от массовой скорости воздуха (θ_p) в камере значения коэффициентов эффективности, приведенные в данной таблице, необходимо умножить на поправочный коэффициент при (θ_p), кг/(м²·с): 2,2; 2,4; 2,6; 2,8; 3 и более α : 0,93; 0,94; 0,95; 0,96; 1.

2.3 Последовательность расчета камер орошения методом Промстройпроекта и НИИСантехника

Чаще всего при проектировании кондиционирования воздуха, приходится решать прямую задачу оросительных камер, т.е. по известному количеству обрабатываемого воздуха, его начальным и конечным параметрам, требуется определить количество и температуру t_{W_n}, t_{W_k} воды, а также производительность форсунок g_ϕ (при заданном их числе) и давление воды ΔP_ϕ , обеспечивающее требуемую производительность.

Последовательность расчета следующая.

1. По количеству обрабатываемого воздуха G_k , кг/ч и L_k , м³/ч выбирается тип кондиционера и камеры орошения в нем, соответствующей производительности, определяется в оросительной секции (F_k, n_ϕ - число форсунок и число рядов форсунок).

2. Рассчитывается массовая скорость воздуха по формуле 2.15.

3. На $I-d$ -диаграмме по заданным начальным и конечным параметрам воздуха, подлежащему обработке ($t_n, I_n, \phi_n, t_k, I_k, \phi_k$) изобра-

жается луч процесса обработки и определяются значения температур и энтальпии ($t_{н.м}$, $t_{к.м}$, t_T , I_T). Последние две величины характеризуют конечное теоретически возможное состояние воздуха при полном его насыщении при $\varphi = 100\%$ (т.е. в точке пересечения $\varphi = 100\%$ и луча процесса). Если конечное состояние задано одной величиной t_k или I_k , то в конечном состоянии следует принять $\varphi_k = 90 \div 95\%$.

4. Вычисляется требуемый коэффициент эффективности теплообмена E по формуле 2.5 (в методе Промстройпроекта) или E , E_A , E' по формулам 2.10÷2.12 (при расчете по методу НИИСантехника).

5. Коэффициент орошения μ определяется:

метод Промстройпроекта – по формулам 2.13÷2.15 с использованием таблиц 2.1÷2.4;

метод НИИСантехника – по таблице 2.6.

6. Количество разбрызгиваемой воды W , кг/ч

$$W = \mu \cdot G_k \quad (2.16)$$

7. Требуемая производительность одной форсунки

$$q_\phi = W/n_\phi. \quad (2.17)$$

Требуемое давление воды перед форсунками ΔP_ϕ определяется по графикам в зависимости от q_ϕ и диаметра форсунки (рисунок 2.6).

8. Изменение температуры воды в реальном процессе, определяется исходя из уравнения теплового баланса

$$\Delta t_w = t_{w_k} - t_{w_n} = \frac{I_n - I_k}{C_w \cdot \mu}. \quad (2.18)$$

9. Начальная температура воды определяется:

при методе Промстройпроекта, исходя

$$t_{w_k} \approx t_T \text{ или } t_{w_k} = t_T - 1; \quad t_{w_n} = t_{w_k} - \Delta t_w \quad (2.19)$$

при методе НИИСантехника

$$t_{w_n} = t_{w_T} - \frac{t_{м.к} - t_{w_k}}{1 - E} = t_{м.н} - \frac{t_{м.к} - t_{w_n} \Delta t_w}{1 - E}. \quad (2.20)$$

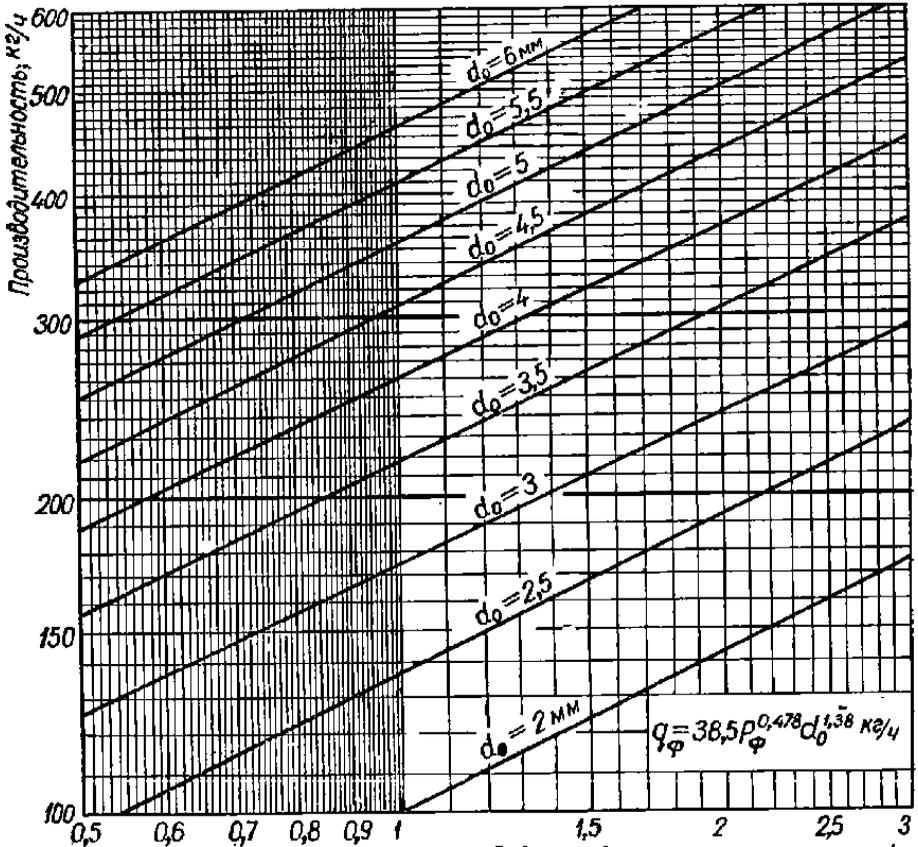


Рисунок 2.6 Производительность форсунок типа У-1 в зависимости от диаметра выпускного отверстия и давления перед форсункой

Ниже приводится методика графоаналитического расчета на примере расчета оросительной камеры ОКФ-3 кондиционера КТЦ-3 [1, 6].

2.4 Расчет оросительной камеры ОКФ3 кондиционера КТЦ3

Для тепловлажностной обработки воздуха кондиционеры нового поколения КТЦЗ, КТЦЗА в зависимости от базовых схем их компоновки комплектуются камерами орошения ОКФ3 (1^{ан} – базовая схема), камерами ОКС (2^{ан} – базовая схема) и блоками теплообмена БТМЗ (3^{ан} – базовая схема) [1, 6] и Приложении Б настоящего пособия.

Камеры ОКФЗ состоят из двух рядов стояков с форсунками. Камеры ОКСЗ (штатные) состоят из горизонтального коллектора с форсунками в верхней части камеры и двух ярусов сеток под ними. Камеры ОКФЗ применяются в кондиционерах КТЦЗ производительностью от 10 до 250 тыс. м³/ч. Камеры ОКСЗ в кондиционерах производительностью 31,5; 40; 63 и 80 тыс. м³/ч (техническая характеристика камер ОКФЗ и ОКСЗ приведена в Приложении III справочника [6])

Оросительные камеры кондиционеров КТЦЗ оснащены:

- ОКФ-3 и БТМ – широкофакельными форсунками ЭШФ 7/10 с диаметром входного отверстия 7 мм и соплового – 10 мм;
- ОКС-3 – высокорасходными форсунками УП 10/15.

Блоки тепломассообмена включают теплообменники для сухого охлаждения и осушки воздуха и оросительную камеру ОКФЗ (с числом форсунок одного ряда при исполнении 2) для адиабатического увлажнения.

Количество форсунок в камерах орошения кондиционера КТЦЗ-3 указано в таблицах 2.6, 2.7 и 2.8 [1].

Таблица 2.6 Количество форсунок по рядам в камере орошения ОКФЗ

| Индекс | Кондиционер | Исполнение | Количество форсунок в ряду стояков по ходу воздуха | | |
|----------|-------------|------------|----------------------------------------------------|--------|-------|
| | | | первом | втором | всего |
| 01.01304 | КТЦЗ-10 | 1 | 12 | 6 | 18 |
| | | 2 | 12 | 12 | 24 |
| 02.01304 | КТЦЗ-20 | 1 | 24 | 18 | 42 |
| | | 2 | 24 | 24 | 48 |
| 03.01304 | КТЦЗ-31,5 | 1 | 36 | 27 | 63 |
| | | 2 | 36 | 36 | 72 |
| 04.01304 | КТЦЗ-40 | 1 | 48 | 36 | 84 |
| | | 2 | 48 | 48 | 96 |
| 06.01304 | КТЦЗ-63 | 1 | 81 | 63 | 144 |
| | | 2 | 81 | 81 | 162 |
| 08.01304 | КТЦЗ-80 | 1 | 108 | 84 | 192 |
| | | 2 | 108 | 108 | 216 |
| 12.01304 | КТЦЗ-125 | 1 | 162 | 126 | 288 |
| | | 2 | 162 | 162 | 324 |
| 16.01304 | КТЦЗ-160 | 1 | 216 | 168 | 384 |
| | | 2 | 216 | 216 | 432 |
| 20.01305 | КТЦЗ-200 | 1 | 234 | 180 | 414 |
| | | 2 | 234 | 234 | 468 |
| 25.01304 | КТЦЗ-250 | 1 | 312 | 240 | 552 |
| | | 2 | 312 | 312 | 624 |

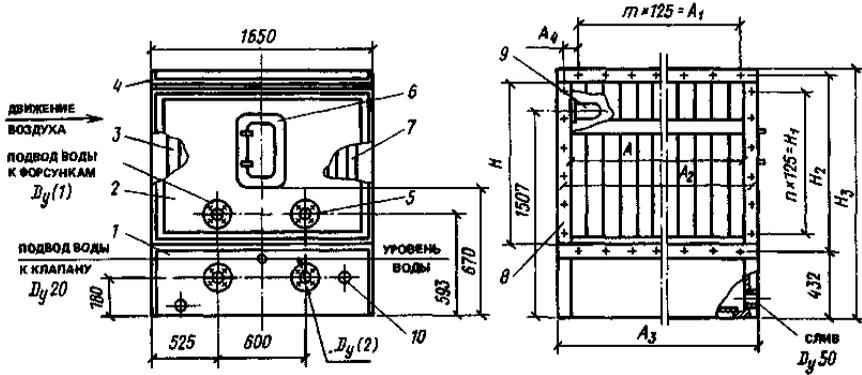
Таблица 2.7 Количество форсунок в камере орошения ОКСЗ

| Индекс | | Кондиционер | Исполнение | Количество форсунок |
|----------|----------|-------------|------------|---------------------|
| ОКС1-3 | ОКС2-3 | | | |
| 03.01204 | 03.01404 | КТЦЗ-31,5 | 1 | 20 |
| | | | 2 | 24 |
| 04.01204 | 04.01404 | КТЦЗ-40 | 1 | 24 |
| | | | 2 | 30 |
| 06.01204 | 06.01404 | КТЦЗ-63 | 1 | 42 |
| | | | 2 | 48 |
| 08.01204 | 08.01404 | КТЦЗ-80 | 1 | 54 |
| | | | 2 | 60 |

Таблица 2.8 Количество форсунок в блоке теплообмена БТМ-2-3

| Индекс | Кондиционер | Исполнение | Количество форсунок в ряду стоек по ходу воздуха | | |
|----------|-------------|------------|--------------------------------------------------|--------|-------|
| | | | первом | втором | всего |
| 01.01304 | КТЦЗ-10 | 1 | 12 | 6 | 18 |
| | | 2 | 12 | 12 | 24 |
| 02.01304 | КТЦЗ-20 | 1 | 24 | 18 | 42 |
| | | 2 | 24 | 24 | 48 |
| 03.01304 | КТЦЗ-31,5 | 1 | 36 | 27 | 63 |
| | | 2 | 36 | 36 | 72 |
| 04.01304 | КТЦЗ-40 | 1 | 48 | 36 | 84 |
| | | 2 | 48 | 48 | 96 |
| 06.01304 | КТЦЗ-63 | 1 | 81 | 63 | 144 |
| | | 2 | 81 | 81 | 162 |
| 08.01304 | КТЦЗ-80 | 1 | 108 | 84 | 192 |
| | | 2 | 108 | 108 | 216 |
| 12.01304 | КТЦЗ-125 | 1 | 162 | 126 | 288 |
| | | 2 | 162 | 162 | 324 |
| 16.01304 | КТЦЗ-160 | 1 | 216 | 168 | 384 |
| | | 2 | 216 | 216 | 432 |
| 20.01305 | КТЦЗ-200 | 1 | 234 | 180 | 414 |
| | | 2 | 234 | 234 | 468 |
| 25.01304 | КТЦЗ-250 | 1 | 312 | 240 | 552 |
| | | 2 | 312 | 312 | 624 |

Основные размеры камеры ОКФ приведены на рисунке 2.7 и таблице 2.9



1-бак; 2- стенка передняя; 3-воздухораспределитель; 4-потолок;
5 - коллекторный ряд; 6 -дверка; 7-каплеуловитель; 8-стенка;
9-светильник; 10 -муфта

Рисунок 2.7 Камеры орошения ОКФ-3

Таблица 2.9 Основные размеры камер орошения ОКФ-3 [1]

| Кондиционер индекс | Кондиционер тип | Испол- нение | Размеры, мм | | | | | | | | | | |
|-----------------------|--------------------|-----------------|-------------|----------------|----------------|----------------|----------------|------|----------------|----------------|----------------|----|----|
| | | | A | A ₁ | A ₂ | A ₃ | A ₄ | H | H ₁ | H ₂ | H ₃ | m | n |
| 01.01304 | КТЦЗ-10 | 1 | 825 | 750 | 876 | 905 | 63 | 1250 | 1125 | 1301 | 1747 | 6 | 9 |
| | | 2 | | | | | | | | | | | |
| 02.01304 | КТЦЗ-20 | 1 | 1652 | 1625 | 1703 | 1732 | 39 | 1250 | 1125 | 1301 | 1747 | 13 | 9 |
| | | 2 | | | | | | | | | | | |
| 03.01304 | КТЦЗ-31,5 | 1 | 1652 | 1625 | 1703 | 1732 | 39 | 2000 | 1875 | 2051 | 2640 | 13 | 15 |
| | | 2 | | | | | | | | | | | |
| 04.01304 | КТЦЗ-40 | 1 | 1652 | 1625 | 1703 | 1732 | 39 | 2500 | 2375 | 2551 | 3140 | 13 | 19 |
| | | 2 | | | | | | | | | | | |
| 06.01304 | КТЦЗ-63 | 1 | 3402 | 3375 | 3453 | 3482 | 39 | 2000 | 1875 | 2051 | 2640 | 27 | 15 |
| | | 2 | | | | | | | | | | | |
| 08.01304 | КТЦЗ-80 | 1 | 3402 | 3375 | 3453 | 3482 | 39 | 2500 | 2375 | 2551 | 3140 | 27 | 19 |
| | | 2 | | | | | | | | | | | |
| 12.01304 | КТЦЗ-125 | 1 | 3402 | 3375 | 3453 | 3482 | 39 | 4000 | 3875 | 4051 | 4640 | 27 | 31 |
| | | 2 | | | | | | | | | | | |
| 16.01304 | КТЦЗ-160 | 1 | 3402 | 3375 | 3453 | 3482 | 39 | 5000 | 4875 | 5041 | 5640 | 27 | 39 |
| | | 2 | | | | | | | | | | | |
| 20.01304 | КТЦЗ-200 | 1 | 5152 | 5152 | 5203 | 5232 | 39 | 4000 | 3875 | 4051 | 4640 | 41 | 31 |
| | | 2 | | | | | | | | | | | |
| 25.01304 | КТЦЗ-250 | 1 | 5152 | 5152 | 5203 | 5232 | 39 | 5000 | 4875 | 5051 | 5640 | 41 | 39 |
| | | 2 | | | | | | | | | | | |

Для этих камер орошения методы, описанные выше, не могут быть применены, так как основаны на экспериментальных данных форсунок \varnothing 3-5,5 мм.

Методика расчета камер орошения центральных кондиционеров КТЦЗ базируется на экспериментальных и теоретических исследованиях, проведенных во ВНИИкондиционере*, позволяет определить эффективность теплообмена в контактных аппаратах с учетом конструктивных характеристик камер орошения и блоков теплообмена, температурных и гидродинамических условий обработки воздуха и подробно изложена в материалах ГПКНИИ «СантехНИИпроект»** [1].

Разработанная методика позволяет проводить расчеты камер орошения и блоков теплообмена при адиабатных и политропных процессах обработки воздуха в диапазоне температур разбрызгиваемой воды $2\text{ }^{\circ}\text{C} \leq t_{ж.н} \leq 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, воздуха по мокрому термометру – минус $27\text{ }^{\circ}\text{C} \leq t_{м.в.н} \leq 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ и в интервалах коэффициентов орошения $\mu \leq 1,6$ для БТМЗ, $\mu \leq 2,5$ для ОКФ-3 и $\mu \leq 3$ для ОКС-3.

Контактные аппараты кондиционеров КТЦЗ могут использоваться при давлении воды, обеспечивающем устойчивую работу форсунок от 20 до 300 кПа в ОКФЗ и БТМ-3 от 5 до 250 кПа в ОКС-3.

При расчетных коэффициентах орошения μ_p меньше 0,7 для камер ОКФ-3, БТМ-3 и 0,6 для камер ОКС-3 необходимо сравнить их с минимально допустимыми значениями $\mu_{мин}$, определяемыми по формуле

$$\mu_{мин} = \frac{q_{ф.мин} \cdot n}{G_k}, \quad (2.21)$$

где $q_{ф.мин} = 460$ кг/ч для форсунок ЭШФ 7/10 и $q_{ф.мин} = 870$ кг/ч для форсунок УЦ14=10/15;

n – количество работающих форсунок в камере орошения;

G_k – расход воздуха, обрабатываемого в камере $G_g = G_k$, кг/ч.

Необходимое давление воды перед форсунками ΔP_{ϕ} может быть определено по формуле

$$\Delta P_{\phi} = \left(\frac{q_{\phi}}{93,4} \right)^{\frac{1}{0,49}}. \quad (2.22)$$

Зависимость расхода воды q_{ϕ} от давления перед форсунками ΔP_{ϕ} приведена на рисунке 2.8.

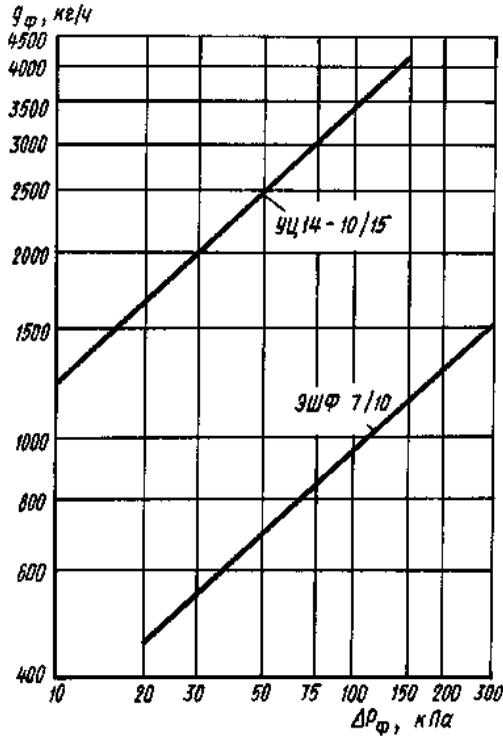


Рисунок 2.8 Зависимость расхода воды $q_{\text{ф}}$ от давления воды перед форсунками $\Delta P_{\text{ф}}$

Камеры ОКФ-3, ОКС-3 и блоки БТМ могут быть применены для реализации как адиабатических (изоэнтальпических процессов увлажнения и охлаждения) так и политропических процессов обработки воздуха.

Блоки теплообмена БТМ имеют оросительную систему и теплообменники. Теплообменники, как правило, используются для охлаждения и осушения воздуха (т.е. являются поверхностными воздухоохладителями), в теплый период года, а оросительная система – для увлажнения в холодный период (но может применяться и для осушки и охлаждения).

Метод ВНИИкондиционер базируется как и метод Баркалова Б.В. и метод Карписа Е.Е. на уравнении теплового баланса камеры орошения и показателях эффективности теплообмена – коэффициенте:

$$\text{для политропных процессов} \quad E_A = \frac{I_K - I_H}{I_K^{np} - I_H}; \quad (2.23)$$

$$\text{для адиабатных процессов} \quad E_A = 1 - \frac{t_K - t_{н.м}}{t_H - t_{н.м}}, \quad (2.24)$$

где I_H, I_K, t_H, t_K – энтальпия и температура воздуха в начале и конце реального процесса обработки, кДж/кг и °С;

I_K^{np} – энтальпия предельного конечного состояния воздуха в идеальном (теоретическом) процессе, определяется по $I-d$ -диаграмме в точке пересечения луча процесса обработки воздуха с кривой насыщения $\varphi = 100\%$ (точка Т на рисунке 2). Там же определяется температура воздуха t^{np} в теоретически конечном состоянии, кДж/кг и °С;

$t_{н.м}$ – температура воздуха в начальном состоянии по мокрому термометру, °С.

Кроме коэффициента адиабатной эффективности E_A применяется при расчетах коэффициент приведенной энтальпийной эффективности E_{II} [1, 7]

$$E_{II} = \frac{1 - \exp[\Phi \cdot \ln(1 - E_A)]}{\Phi}, \quad (2.25)$$

где Φ – вспомогательный коэффициент

$$\Phi = \left(1 + \frac{0,725}{\mu}\right) \cdot [1 + \beta_1 - \ln(1 - E_A)]^{0,858} \quad (2.26)$$

где β_1 – коэффициент, который при производительности КЕЦЗ от 20 до 200 тыс.м³/ч для камер орошения при исполнении 1 и 2 равен 0,387.

Коэффициент в методе ВНИИ кондиционер также определяется по эмпирической формуле

$$\mu = \left[\frac{(\ln 1/1 - E_A) - 0,15}{A_i} \right]^{1/\alpha_1}, \quad (2.27)$$

где коэффициенты A_i, α_1 – определяются по таблице 2.10.

Так как практически пользоваться формулами 2.25-2.27 для определения коэффициентов μ и E_{II} затруднительно, по этим формулам разработаны графики зависимости между величинами E_A, E_{II}

и μ для конкретного типа камеры ОКФ, ОКС и БТМ. Графики приведены на рисунках 2.9 и 2.10 (по данным материалов [1]).

Таблица 2.10 Коэффициенты A_i , α_1

| Производительность ОКФ-3, тыс.м ³ /ч | Исполнение | A_i | α_1 |
|----------------------------------------------------|------------|-------|------------|
| 12, 20 | 1 | 0,503 | 1,91 |
| 20 | 2 | | |
| 63...160, 200 | 1 | 0,611 | 1,96 |
| 10...63, 160, 200 | 2 | | |
| 31,5, 40, 200 | 1 | 0,655 | 2,02 |
| 31,5, 40, 200 | 2 | | |

Для определения начальной температуры воды применяется формула

$$t_{w_n} = t^{np} + \frac{\Theta}{C_W \mu} (I_k - I_n), \quad (2.28)$$

где Θ – относительная разность температур.

$$\Theta = 0,33 \cdot C_W \mu \cdot \left(\frac{1}{E_{II}} - \frac{1}{E_A} \right), \quad (2.29)$$

где 0,33 – коэффициент аппроксимации, кг·°С/кДж.

Потери давления по воздуху в камере орошения и каплеуловителе можно определить по формуле 2.30 в зависимости от массовой скорости воздуха (ρ) во фронтальном сечении камеры

$$\Delta P_a = 1,6 \cdot 7,72 (\rho)^2 = 1,6 \cdot 7,72 (G_k / 3600 \cdot f_\phi)^2, \quad (2.30)$$

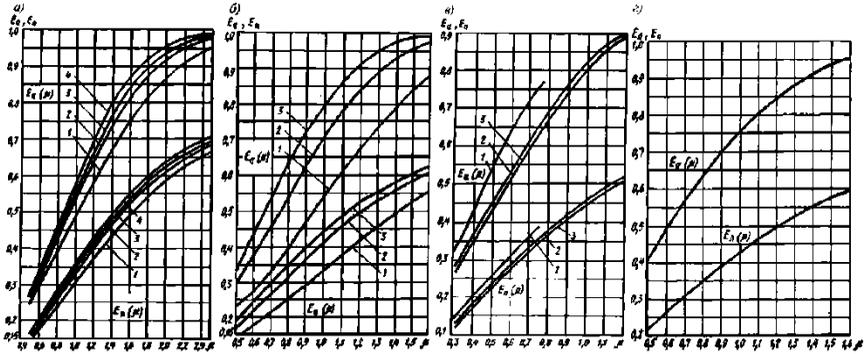
$$f_\phi = A \times H.$$

где G_k – массовый расход воздуха через камеру орошения, кг/ч;

F_ϕ – площадь фронтального сечения, м²;

A, H – размеры сечения камеры, м, (приведены в таблице 2.9)

или по таблице III.5 Приложения III справочника проектировщика [6].



1- ОКФ-3 01 01304, исп 2 (02 01304, исп 2), 2- ОКФ-3 02 01304, исп 2 (06 01304, исп 2, 08 01304, исп 2, 12 01304, исп 2, 16 01303, исп 2, 25 01304, исп 2), 3 - ОКФ-3 0101304, исп 1 (0301304, исп 1, 0601304, исп 1, 08 01304, исп 1, 0401304, исп 1, 12 01304, исп 1, 16 01304, исп 1, 20 01304, исп 1, 25 01304, исп 1), 4 - ОКФ-3 03 01304, исп 1 (04 01304, исп 1, 25 01304, исп 1),

а) - определение коэффициентов адиабатной E_a и энтальпийной E_n эффективности двухрядных камер орошения ОКФ-3 (исполнения 7 и 2)

1- ОКФ-3 0101304 (02 01304), 2- ОКФ-3 0301304 (0401304), 06 01304, 3- ОКФ-3 12 01304 (16 01304), 20 01304 (25 01304)

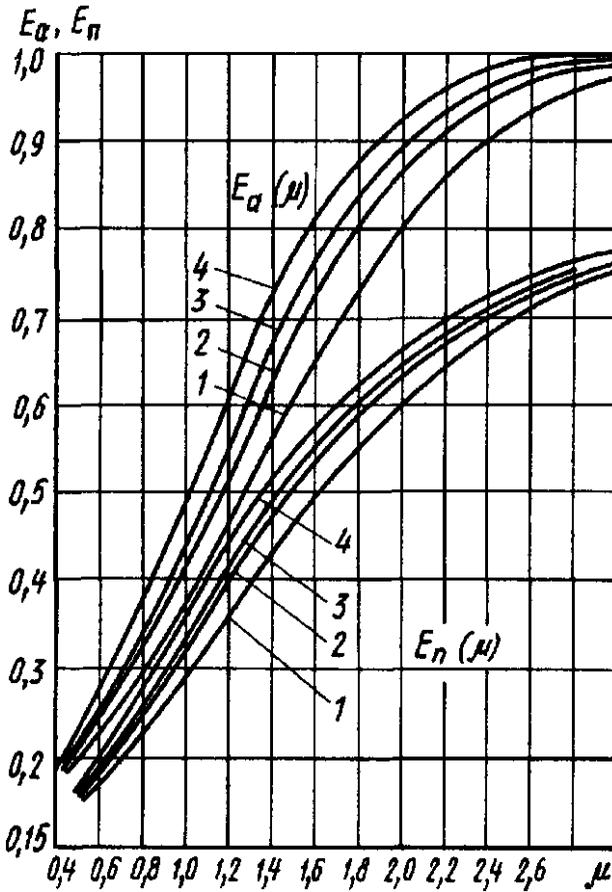
б) - определение коэффициентов адиабатной E_a и энтальпийной E_n эффективности однорядных прямоточных камер орошения ОКФ-3 (исполнение 2)

1-ОКФ-3 0101304, 2- ОКФ-3 0201304 (0301304) 0401304 (2001304), 3- ОКФ-3 0601304 (0801304), 1201304 (25 01304)

в) - определение коэффициентов адиабатной E_a и энтальпийной E_n эффективности однорядных противоточных камер орошения ОКФ-3 (исполнение 1)

г) - Определение коэффициентов адиабатной E_a и энтальпийной E_n эффективности блоков теплообмена БТМ-2.1-3 и БТМ-2.2-3

Рисунок 2.9 Определение коэффициента адиабатной E_a (μ) и энтальпийной E_n (μ) эффективности камеры орошения ОКФ-3



1 и 2-ОКС2-3 исп 2 и 1; 3 и 4-ОКС1-3 исп 2 и 1

Рисунок 2.10. Определение коэффициентов адиабатной E_a и энтальпийной E_n эффективности камер орошения ОКС-3

Последовательность расчета камер ОКФ-3 для кондиционеров типа КТЦЗ показана на примерах расчета (примеры расчета прямых и обратных задач даны в справочнике проектировщика [1, 6]).

2.5 Примеры расчета камер ОКФ-3 к КТЦ-3 графоаналитическим способом

Последовательность расчета камеры ОКФ-3, выполняется согласно блок-схемы представленной на рисунке 2.11.

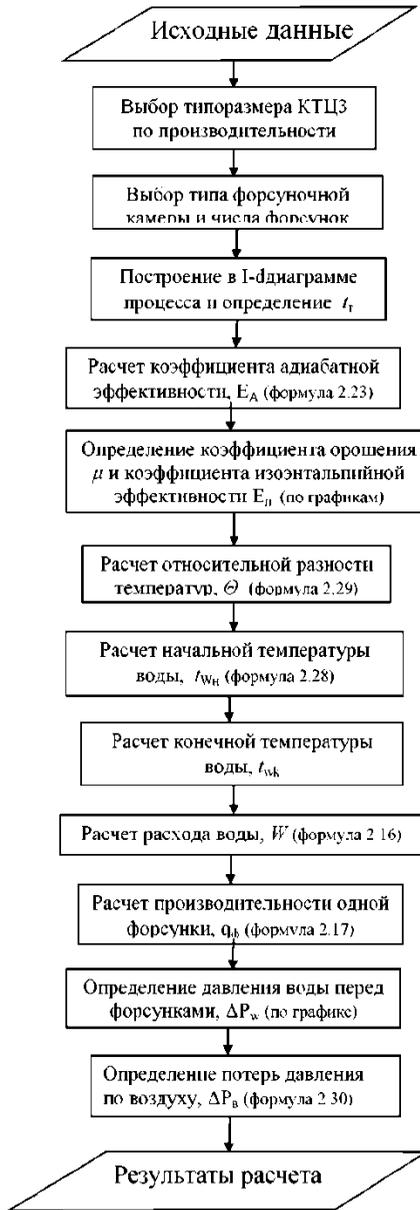


Рисунок 2.11 Блок-схема расчета оросительных камер кондиционеров КТЦЗ

Пример 1 Теплый период (прямая задача)

Выбрать камеру орошения, определить расход воды, W , начальную и конечную температуру ее (t_{W_n}, t_{W_k}), производительность форсунок q_ϕ и давление воды перед ними, для условий теплого периода года.

Исходные данные:

Кондиционер – КТЦЗ,

Расход воздуха – $G_k = 18900$ кг/ч ($L = 15949$ м³/ч),

Начальные параметры воздуха – $t_n = 25$ °С; $\phi_n = 55\%$,

Конечные параметры воздуха – $t_k = 14,5$ °С; $\phi_k = 90\%$.

Решение

1. Для заданного расхода воздуха принимаем кондиционер КТЦЗ-20 и камеру ОКФ-3 исполнение-2, индекс 02.01304 с одним рядом форсунок, общим количеством $n_\phi = 24$ штук по таблице 2.6 и таблица 2.9, фронтальное сечение по воздуху $f_b = 1,65 \times 1,25 = 2,06$ м².

2. На I-d-диаграмме изображается процесс обработки воздуха по значениям начальных параметров воздуха (точка Н) и конечных (точка К). На продолжении до $\phi = 100\%$ (точка Т) и определяется значение $I_n = 53$ кДж/кг, $I_k = 38,2$ кДж/кг, $I_k^{np} = I_T = 35$ кДж/кг, $t^{np} = t_T = 12$ °С (рисунок 2.12).

Решение

1. Для заданного расхода воздуха принимаем кондиционер КТЦЗ-20 и камеру ОКФ-3 исполнение-2, индекс 02.01304 с одним рядом форсунок, общим количеством $n_\phi = 24$ штук по таблице 2.6 и таблица 2.9, фронтальное сечение по воздуху $f_b = 1,65 \times 1,25 = 2,06$ м².

2. На I-d-диаграмме изображается процесс обработки воздуха по значениям начальных параметров воздуха (точка Н) и конечных (точка К). На продолжении до $\phi = 100\%$ (точка Т) и определяется значение $I_n = 53$ кДж/кг, $I_k = 38,2$ кДж/кг, $I_k^{np} = I_T = 35$ кДж/кг, $t^{np} = t_T = 12$ °С (рисунок 2.12).

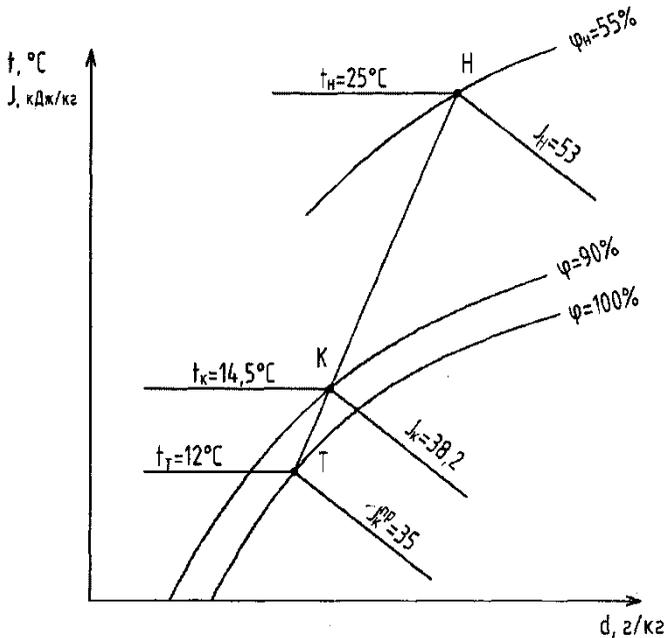


Рисунок 2.12 Процесс обработки воздуха в I-d-диаграмме (к примеру 1)

3. Коэффициент адиабатной эффективности определяется по формуле 2.23

$$E_A = \frac{I_K - I_H}{I_K^{np} - I_H} = \frac{38 - 53}{35 - 53} = 0,83$$

4. По графику рисунок 2.9 б по кривой 1 (рисунок 2.13) для камеры ОКФ-3 исполнения-1 (индекс 01.01304) по значению $E_A = 0,83$ определяются $\mu = 1,45$ и $E_{II} = 0,52$.

5. Относительная разница температур по формуле 2.29 составит

$$\Theta = 0,33 \cdot C_W \cdot \mu \cdot \left(\frac{1}{E_{II}} - \frac{1}{E_A} \right) = 0,33 \cdot 4,19 \cdot 1,45 \cdot \left(\frac{1}{0,52} - \frac{1}{0,82} \right) = 1,45.$$

6. Начальная температура воды по формуле 2.28

$$t_{wH} = t^{np} - \frac{\Theta}{c_w \mu} (I_K - I_H) = 12 - \frac{1,45}{4,19 \cdot 1,45} (38,2 - 53) = 8,46 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

7. Конечная температура воды (формула 2.18)

$$t_{wK} = t_{wH} + \frac{I_H - I_K}{\mu c_H} = 8,46 + \frac{53 - 38,2}{4,19 \cdot 1,45} = 11 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

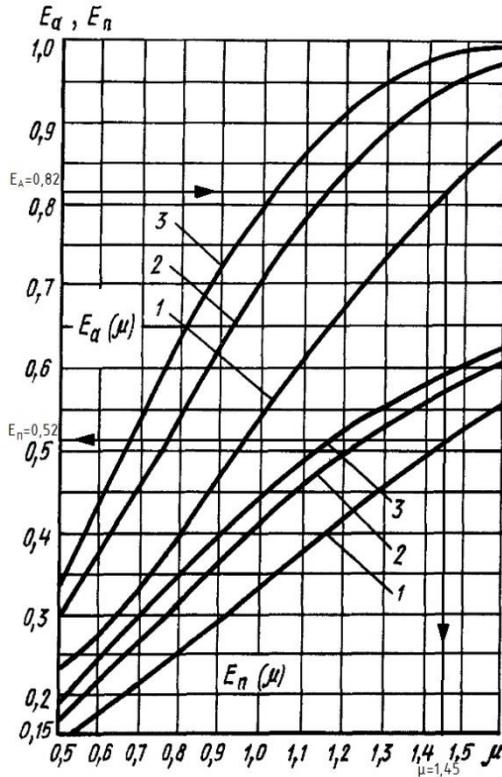


Рисунок 2.13 Определение коэффициентов адиабатной E_a и энтальпийной E_n эффективности камеры орошения

8. Расход распыляемой форсунками воды (формула 2.16)

$$W = \mu \cdot G_k = 18900 \cdot 1,45 = 27405 \text{ кг/ч.}$$

9. Производительность одной форсунки по формуле 2,17

$$q_\phi = W/n_\phi = 27405/24 = 1142 \text{ кг/ч} > q_{\phi, \text{мин}}, \quad q_{\phi, \text{мин}} = 460 \text{ кг/ч.}$$

10. Давление воды перед форсунками по графику (рисунок 2.8) для форсунок ЭШФ 7/10, кондиционера оснащенного камерой ОКФ-3 при $q_\phi = 1142 \text{ кг/ч}$

$$\Delta P_\phi = 150 \text{ кПа.}$$

Это давление обеспечивает устойчивую работу форсунок, так как $20 < \Delta P_\phi < 300 \text{ кПа}$.

11. Потери давления по воздуху по формуле 2.30

$$\Delta P_{\text{в}} = 1,6 \cdot 7,72 (G_{\text{к}} / 3600 \cdot f_{\text{ф}})^2 = 1,6 \cdot 7,72 (18900 / 3600 \cdot 2,06)^2 = 80,2 \text{ Па.}$$

Пример 2 Холодный период (прямая задача)

В холодный период года наружный воздух содержит мало влаги, поэтому чтобы в помещении устанавливалась относительная влажность в пределах оптимальных ее значений, приточный воздух требуется увлажнять. Целесообразно в этом случае после нагрева воздуха в секции первого подогрева увлажнить его адиабатически. Если процесс в камере орошения адиабатический энтальпия обрабатываемого воздуха и температура воды не меняются $I_{\text{н}} = I_{\text{к}} = \text{const}$, $t_{\text{в}} = \text{const}$. Вода в этом случае циркулирует из поддона в форсунки одна и та же (частично испарившаяся вода компенсируется подачей ее в поддон).

Исходные данные

Расход воздуха – $G_{\text{к}} = 19282 \text{ кг/ч}$ ($L = 15900 \text{ м}^3/\text{ч}$),

Параметры воздуха перед оросительной камерой – $t_{\text{н}} = 16 \text{ }^\circ\text{C}$; $d_{\text{н}} = 0,5 \text{ г/кг}$, $I_{\text{н}} = 15 \text{ кДж/кг}$.

Решение

1. На I-d-диаграмме изображается луч процесса обработки для чего через точку Н ($t_{\text{н}} = 16 \text{ }^\circ\text{C}$; $d_{\text{н}} = 0,5 \text{ г/кг}$) проводится изолиния $I_{\text{н}} = 15 \text{ кДж/кг}$ до $\varphi_{\text{т}} = 100\%$ и определяется теоретическая конечная температура $t_{\text{т}}$ воздуха, она же температура воды в поддоне $t_{\text{в}}$ и температура начального состояния по мокрому термометру

$$t_{\text{т}} = t_{\text{в}} = t_{\text{мк}} = 4 \text{ }^\circ\text{C}.$$

2. Если требуется, чтобы конечная относительная влажность воздуха была равна $\varphi_{\text{к}} = 95 \%$, тогда должна быть $t_{\text{к}} = 4,5 \text{ }^\circ\text{C}$ и коэффициент адиабатической эффективности по формуле 12

$$E_A = 1 - \frac{t_{\text{к}} - t_{\text{м.н}}}{t_{\text{н}} - t_{\text{м.н}}} = 1 - \frac{4,5 - 4}{16 - 4} = 0,95.$$

В соответствии с графиками рисунок 2.9б, такая эффективность для камеры ОКФ3 02.01304 для исполнения 2 с одним рядом форсунок не предусмотрена (или не рекомендуется), поэтому и $\varphi = 95 \%$ нельзя заложить в процесс обработки воздуха в такой камере.

3. Можно задаться максимальным возможным значением E_A

(например, $E=0,87$) или принять $E_A = 0,82$ как при расчете процессов для теплого периода года и определить относительную влажность φ_k после оросительной камеры.

Так при $E_A = 0,87$ должна быть $t_k - t_{\text{мн}} = 1,6^\circ\text{C}$; $t_k = 4+1,6 = 5,6^\circ\text{C}$, тогда $\varphi_k \approx 83\%$.

При $E_A = 0,82$ должна быть $t_k - t_{\text{мн}} = 2^\circ\text{C}$; $t_k = 4+2 = 6^\circ\text{C}$, тогда $\varphi_k \approx 79\%$.

4. Если принять значение $E_A = 0,82$, как в теплый период, тогда значения, μ , W , q_ϕ и ΔP_ϕ остаются в холодный период как и в теплый период.

Если E_A отличается от значения для летнего режима работы камеры (например, $E_A = 0,87$), то скорректировав по формулам или графикам значение μ можно получить, что при $E_A = 0,87$, $\mu = 1,55$ кг/кг, тогда $W = 19282 \cdot 1,55 = 29887$ кг/ч, $q_\phi = 29887/24 = 1245$ кг/ч $\geq q_{\phi \text{ min}}$.

Увеличение расхода воды через форсунку с 1142 кг/ч до 1245 кг/ч в холодный период обеспечивается увеличением давления воды (по графику рисунок 2.7) до $P_\phi = 40$ кПа.

Подобно примеру 2 производится расчет оросительной системы ОКФЗ с двумя рядами форсунок, а так же блоков теплообмена БТМ для адиабатического увлажнения воздуха, при применении третьей схемы компоновки кондиционера КТЦ-3. Техническая характеристика БТМ приведена в Приложении III справочника проектировщика [6] и в руководстве [1], а графики зависимости E_A , E_n и μ даны на рисунке 2.9г настоящего пособия или в справочниках [1;6].

Более подробно сведения об оросительных камерах центрального кондиционера КТЦ-3 представлены в «Руководящих материалах АЗ-994» [1].

3 Выбор и расчет воздухонагревателей

3.1 Характеристики воздухонагревателей

Воздухонагреватели как элемент центральных кондиционеров КТЦЗ предназначены для тепловой обработки приточного воздуха до заданных параметров при первом и втором подогреве. Теплоносителем в них служит вода, с начальной температурой от 70 до 190 °С и давлением до 1,2 Мпа или электроэнергии.

Состоят воздухонагреватели из базовых теплообменников с биметаллическим элементом ВНБ, с медноалюминовым ВНМ или электрическим элементом ВНЭ.

В теплообменниках ВНБ используется стальная трубка Ø 22×2 мм и диаметром накатного алюминиевого оребрения Ø 43мм.

Базовые теплообменники имеют, как и калориферы, разные сечения для прохода воздуха и разную поверхность нагрева. Они бывают четырех типоразмеров по высоте 1,0м; 1,25м; 1,5м; и 2,0м, шириной соответственно 828, 828 и 1655, 1655, 1630мм, и одинаковой для всех длиной равной 180мм (по ходу воздуха [Павлов Приложение III-4]).

Базовые теплообменники могут состоять из одного, двух и полутора рядов (по ходу воздуха) горизонтальных трубок, в которых обеспечивается многоходовое движение воды. В однометровом теплообменнике 4 хода воды, в полутораметровом – 6, в двухметровом – 8.

На рисунке 3.1 представлены конструктивные размеры базовых теплообменников, а в таблице 3.1 – технические характеристики базовых теплообменников.

Воздухонагреватели центральных кондиционеров комплектуются из групп базовых теплообменников разной или одинаковой рядности. Для осуществления различных способов регулирования температуры обрабатываемого воздуха, воздухонагреватели изготавливают без обводного канала ВН и с обводным каналом ВНО.

Условно воздухонагреватели кондиционера КТЦЗ обозначаются:

| | |
|------------------------|-------------------------|
| без обводного канала | с обводным каналом |
| - однорядные ВН1-3 | - однорядные ВНО1-3 |
| - двухрядные ВН2-3 | - двухрядные ВНО2-3 |
| - полуторорядные ВН3-3 | - полуторорядные ВНО3-3 |

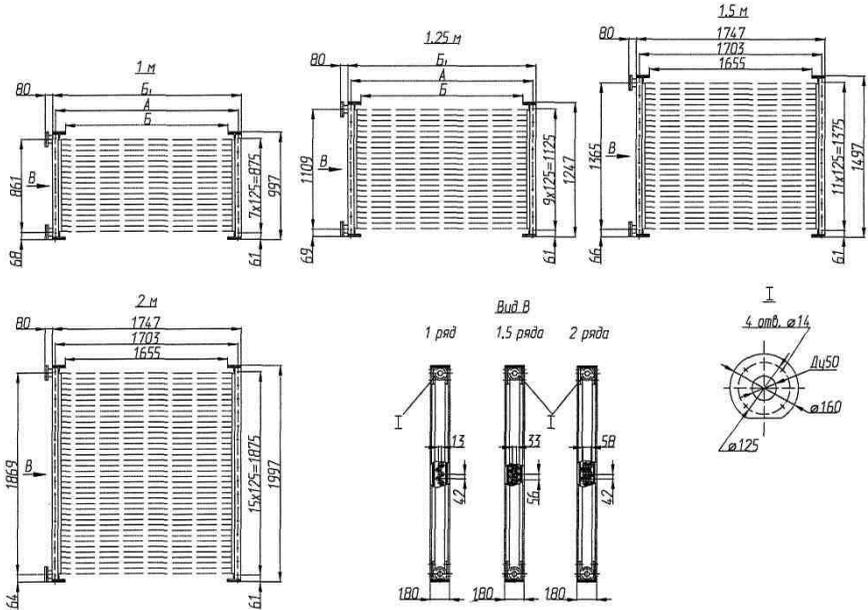
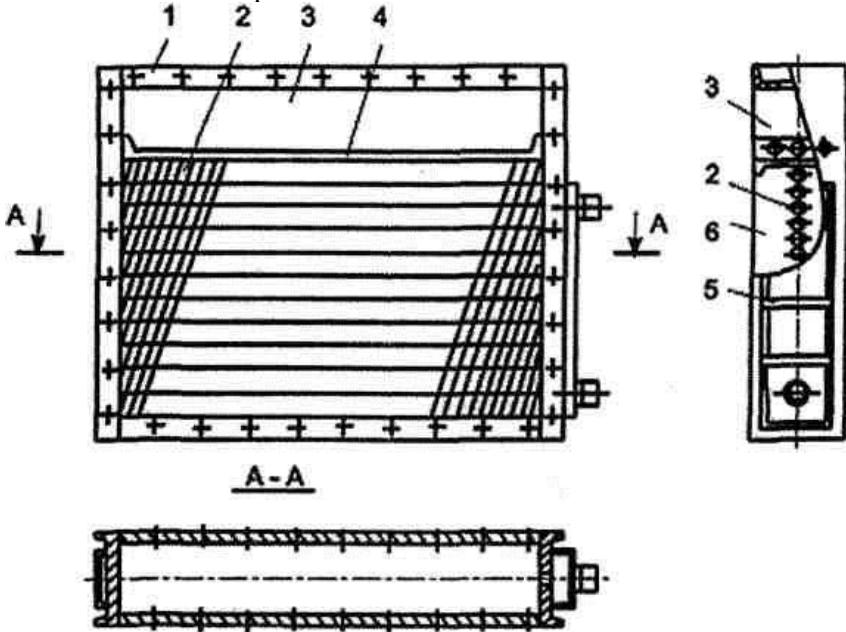


Рисунок 3.1 Базовые теплообменники

Таблица 3.1 Технические характеристики базовых теплообменников

| Высота теплообменника, м | Количество рядов | Количество ходов | Количество трубок в ходе | Площадь поверхности теплообмена, м ² | Площадь сечения для прохода теплоносителя, м ² · 10 ⁻⁶ | Общее количество трубок | Размеры, мм | | | Масса, кг, не более |
|--------------------------|------------------|------------------|--------------------------|-------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------|-------------------------|-------------|------|----------------|---------------------|
| | | | | | | | А | Б | Б ₁ | |
| 1,0 | 1 | 4 | 5-6 | 14,55 | 1480 | 23 | 876 | 828 | 920 | 68 |
| | 1,5 | | 7-9 | 20,9 | 2150 | 33 | | | | 84 |
| | 2 | | 10-12 | 29,1 | 2960 | 46 | | | | 103 |
| | 1 | 4 | 5-6 | 29,6 | 1480 | 23 | 1703 | 1655 | 1747 | 103 |
| | 1,5 | | 7-9 | 42,4 | 2150 | 33 | | | | 135 |
| | 2 | | 10-12 | 59,2 | 2960 | 46 | | | | 172 |
| 1,25 | 1 | 6 | 4-5 | 18,4 | 1230 | 29 | 876 | 828 | 920 | 84 |
| | 1,5 | | 7-8 | 27,2 | 1820 | 43 | | | | 107 |
| | 2 | | 8-10 | 36,8 | 2460 | 58 | | | | 128 |
| | 1 | 6 | 4-5 | 37,3 | 1230 | 29 | 1703 | 1655 | 1747 | 128 |
| | 1,5 | | 7-8 | 55,25 | 1820 | 43 | | | | 172 |
| | 2 | | 8-10 | 74,6 | 2460 | 58 | | | | 215 |
| 1,5 | 1 | 6 | 5-6 | 45,0 | 1480 | 35 | - | - | - | 153 |
| | 1,5 | | 7-9 | 65,5 | 2150 | 51 | | | | 204 |
| | 2 | | 10-12 | 90,0 | 2960 | 70 | | | | 258 |
| 2 | 1 | 8 | 5-6 | 60,4 | 1480 | 47 | - | - | - | 202 |
| | 1,5 | | 7-9 | 88,7 | 2150 | 69 | | | | 271 |
| | 2 | | 10-12 | 120,8 | 2960 | 94 | | | | 344 |

На рисунке 3.2 приведена схема воздухонагревателя с обводным каналом и однорядным базовым теплообменником.



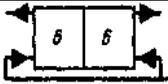
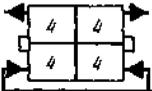
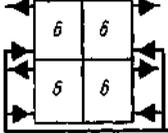
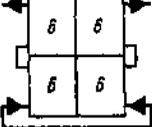
1 – каркас, 2 – базовый теплообменник, 3 – обводной канал, 4 – крышка,
5 – перегородка, 6 – трубная решетка

Рисунок 3.2 Воздуонагреватель ВНО с обводным каналом и однорядным базовым теплообменником

Число и тип базовых теплообменников, заполняющих фронтальное (т.е. расположенных перпендикулярно ходу воздуха) сечение воздухонагревателя для каждого типоразмера кондиционера разные (таблица 3.2). Число, тип базовых теплообменников и другие технические характеристики воздухонагревателей приведены в таблице 3.3.

При недостаточной площади поверхности нагрева одного ряда воздухонагревателей устанавливают группу воздухонагревателей, расположенных последовательно по воздуху. В этом случае применяется по ходу воздуха параллельная или последовательная прямоточная схема обвязки нагревателей по теплоносителю как показано на рисунке 3.3.

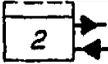
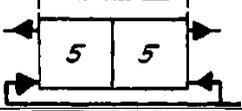
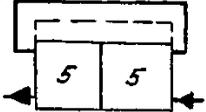
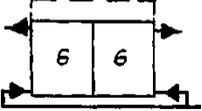
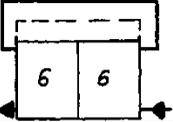
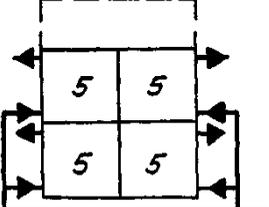
Таблица 3.2 Число и тип базовых теплообменников во фронтальном сечении воздухонагревателей. Характеристика номограмм [1].

| Кондиционер | Схема обвязки воздухонагревателя по воде | | Номер листа приложения Б |
|-------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------|--------------------------|
| | по фронту | по ходу воздуха | |
| КТЦ-3-10 |  | Параллельная | Б1 |
| | | Последовательно-прямоточная | Б2 |
| КТЦ-3-20 |  | Параллельная | Б3 |
| | | Последовательно-прямоточная | Б4 |
| КТЦ-3-31,5 |  | Параллельная | Б5 |
| | | Последовательно-прямоточная | Б6 |
| КТЦ-3-40 |  | Параллельная | Б7 |
| | | Последовательно-прямоточная | Б8 |
| КТЦ-3-63 |  | Параллельная | Б5 |
| | | Последовательно-прямоточная | Б6 |
| КТЦ-3-80 |  | Параллельная | Б7 |
| | | Последовательно-прямоточная | Б8 |
| КЦТ-3-125 |  | Параллельная | Б5 |
| | | Последовательно-прямоточная | Б6 |
| |  | Параллельная | Б9 |

Продолжение таблицы 3.2

| Кондиционер | Схема обвязки воздухонагревателя по воде | | Номер листа приложения Б |
|----------------------------------------|------------------------------------------|-----------------------------|--------------------------|
| | по фронту | по ходу воздуха | |
| КЦТ-3-160 | | Параллельная | Б10 |
| | | Последовательно-прямоточная | Б11 |
| КЦТ-3-160 | | Параллельная | Б12 |
| КТЦ-3-200 | | Параллельная | Б5 |
| | | Последовательно-прямоточная | Б6 |
| | | Параллельная | Б9 |
| КТЦ-3-250 | | Параллельная | Б10 |
| | | Последовательно-прямоточная | Б11 |
| | | Параллельная | Б12 |
| Воздуонагреватели с обводом по воздуху | | | |
| КТЦ-3-10 | | Параллельная | Б13 |
| | | Последовательно-прямоточная | Б14 |

Продолжение таблицы 3.2

| Кондиционер | Схема обвязки теплообменника по воде | | Номер листа приложения Б |
|-------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------|--------------------------|
| | по фронту | по ходу воздуха | |
| КТЦ-3-20 |  | Параллельная | Б15 |
| | | Последовательно-прямоточная | Б16 |
| КТЦ-3-31,5 |  | Параллельная | Б17 |
| | | Последовательно-прямоточная | Б18 |
| КЦТ-3-40 |  | Параллельная | Б19 |
| | | Последовательно-прямоточная | Б20 |
| КЦТ-3-63 |  | Параллельная | Б17 |
| | | Последовательно-прямоточная | Б18 |
| |  | Параллельная | Б21 |
| КТЦ-3-80 |  | Параллельная | Б19 |
| | | Последовательно-прямоточная | Б20 |
| |  | Параллельная | Б22 |
| КТЦ-3-125 |  | Параллельная | Б17 |
| | | Последовательно-прямоточная | Б18 |

Продолжение таблицы 3.2

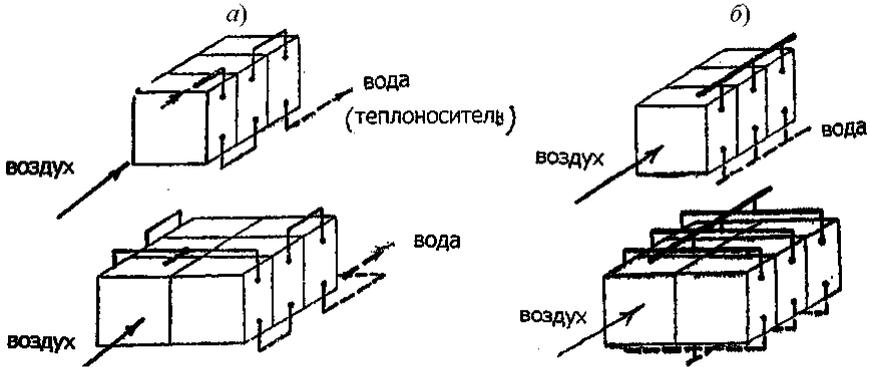
| Кондиционер | Схема обвязки теплообменника по воде | | Номер листа приложения Б |
|-------------|--------------------------------------|-----------------------------|--------------------------|
| | по фронту | по ходу воздуха | |
| КТЦ-3-125 | | Параллельная | Б21 |
| КТЦ-3-160 | | | Б19 |
| | | | Б20 |
| | | | Б22 |
| КТЦ-3-200 | | Параллельная | Б17 |
| | | Последовательно-прямоточная | Б18 |

Окончание таблицы 3.2

| Кондиционер | Схема обвязки теплообменника по воде | | Номер листа приложения Б |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------|-----------------------------|--------------------------|
| | по фронту | по ходу воздуха | |
| КТЦ-3-200 | | Параллельная | Б21 |
| КТЦ-3-250 | | Параллельная | Б19 |
| | | Последовательно-прямоточная | Б20 |
| | | Параллельная | Б22 |
| 1 - базовый теплообменник $H=1,0$ м и $l_T = 828$ мм; 2 - базовый теплообменник $H=1,0$ м и $l_T = 1655$ мм; | | | |
| 3 - базовый теплообменник $H=1,25$ м и $l_T = 828$ мм; 4 - базовый теплообменник $H=1,25$ м и $l_T = 1655$ мм; | | | |
| 5 - базовый теплообменник $H=1,5$ м и $l_T = 1655$ мм; 6 - базовый теплообменник $H=2,0$ м и $l_T = 1655$ мм. | | | |

Таблица 3.3 Технические характеристики воздухонагревателей [1]

| Воздухонагреватель | Индекс | Количество рядов | Тип кондиционера | Количество базовых теплообменников | | | | Площадь поверхности теплообмена, м ² | Площадь фронтального сечения, м ² | Масса, кг, не более | |
|-------------------------|-------------------------------------|------------------|------------------|------------------------------------|-------|------|----|-------------------------------------------------|----------------------------------------------|---------------------|-----|
| | | | | 1м | 1.25м | 1.5м | 2м | | | | |
| Без обводного канала ВН | 01.10114 | 1 | КТЦЗ-10 | — | 1 | — | — | 18,4 | 1,03 | 110 | |
| | 01.10314 | 1,5 | | | | | | 27,2 | | 134 | |
| | 01.10214 | 2 | | | | | | 36,8 | | 155 | |
| | 02.10114 | 1 | КТЦЗ-20 | — | 1 | — | — | 37,3 | 2,07 | 165 | |
| | 02.10314 | 1,5 | | | | | | 55,25 | | 208 | |
| | 02.10214 | 2 | | | | | | 74,6 | | 250 | |
| | 03.10114 | 1 | КТЦЗ-31,5 | — | — | 1 | — | 60,4 | 3,315 | 245 | |
| | 03.10314 | 1,5 | | | | | | 88,7 | | 316 | |
| | 03.10214 | 2 | | | | | | 120,8 | | 390 | |
| | 04.10114 | 1 | КТЦЗ-40 | — | 2 | — | — | 74,6 | 4,14 | 305 | |
| | 04.10314 | 1,5 | | | | | | 110,5 | | 397 | |
| | 04.10214 | 2 | | | | | | 149,2 | | 485 | |
| | 06.10114 | 1 | КТЦЗ-63 | — | — | 2 | — | 120,8 | 6,63 | 480 | |
| | 06.10314 | 1,5 | | | | | | 177,4 | | 620 | |
| | 06.10214 | 2 | | | | | | 241,6 | | 765 | |
| | 08.10114 | 1 | КТЦЗ-80 | — | 4 | — | — | 149,2 | 8,28 | 600 | |
| | 08.10314 | 1,5 | | | | | | 221 | | 780 | |
| | 08.10214 | 2 | | | | | | 298,4 | | 955 | |
| | 12.10114 | 1 | КТЦЗ-125 | — | — | 4 | — | 241,6 | 13,25 | 900 | |
| | 12.10314 | 1,5 | | | | | | 354,8 | | 1180 | |
| | 12.10214 | 2 | | | | | | 483,2 | | 1465 | |
| | 16.10114 | 1 | КТЦЗ-160 | — | — | 4 | 2 | 300,8 | 16,55 | 1110 | |
| | 16.10314 | 1,5 | | | | | | 439,4 | | 1460 | |
| | 16.10214 | 2 | | | | | | 601,6 | | 1815 | |
| | 20.10114 | 1 | КТЦЗ-200 | — | — | 6 | — | 362,4 | 19,88 | 1480 | |
| | 20.10314 | 1,5 | | | | | | 532,2 | | 1890 | |
| | 20.10214 | 2 | | | | | | 724,8 | | 2300 | |
| | 25.10114 | 1 | КТЦЗ-250 | — | — | 6 | 3 | 451,2 | 24,84 | 1800 | |
| | 25.10314 | 1,5 | | | | | | 659,1 | | 2330 | |
| | 25.10214 | 2 | | | | | | 902,4 | | 2870 | |
| | С обводным каналом или клапаном ВНО | 01.11114 | 1 | КТЦЗ-10 | 1 | — | — | — | 14,35 | 0,83 | 90 |
| | | 01.11314 | 1,5 | | | | | | 20,9 | | 106 |
| 01.11214 | | 2 | 29,1 | | | | | | 125 | | |
| 02.11114 | | 1 | КТЦЗ-20 | 1 | — | — | — | 29,6 | 1,66 | 130 | |
| 02.11314 | | 1,5 | | | | | | 42,4 | | 165 | |
| 02.11214 | | 2 | | | | | | 59,2 | | 200 | |
| 03.11114 | | 1 | КТЦЗ-31,5 | — | — | 1 | — | 45 | 2,49 | 180 | |
| 03.11314 | | 1,5 | | | | | | 65,5 | | 235 | |
| 03.11214 | | 2 | | | | | | 90 | | 290 | |
| 04.11114 | | 1 | КТЦЗ-40 | — | — | 1 | — | 60,4 | 3,315 | 235 | |
| 04.11314 | | 1,5 | | | | | | 88,7 | | 306 | |
| 04.11214 | | 2 | | | | | | 120,8 | | 380 | |
| 06.11114 | | 1 | КТЦЗ-63 | — | — | 2 | — | 90 | 4,975 | 360 | |
| 06.11314 | | 1,5 | | | | | | 131 | | 465 | |
| 06.11214 | | 2 | | | | | | 180 | | 575 | |
| 08.11114 | | 1 | КТЦЗ-80 | — | — | 2 | — | 120,8 | 6,63 | 455 | |
| 08.11314 | | 1,5 | | | | | | 177,4 | | 600 | |
| 08.11214 | | 2 | | | | | | 241,6 | | 745 | |
| 12.11114 | | 1 | КТЦЗ-125 | — | — | 4 | — | 180 | 9,96 | 680 | |
| 12.11314 | | 1,5 | | | | | | 262 | | 890 | |
| 12.11214 | | 2 | | | | | | 360 | | 1110 | |
| 16.11114 | | 1 | КТЦЗ-160 | — | — | 4 | — | 241,6 | 13,25 | 875 | |
| 16.11314 | | 1,5 | | | | | | 354,8 | | 1155 | |
| 16.11214 | | 2 | | | | | | 483,2 | | 1450 | |
| 20.11114 | | 1 | КТЦЗ-200 | — | — | 6 | — | 270 | 14,94 | 1080 | |
| 20.11314 | | 1,5 | | | | | | 393 | | 1385 | |
| 20.11214 | | 2 | | | | | | 540,2 | | 1725 | |
| 25.11114 | | 1 | КТЦЗ-250 | — | — | 6 | — | 362 | 19,89 | 1420 | |
| 25.11314 | | 1,5 | | | | | | 532,2 | | 1840 | |
| 25.11214 | | 2 | | | | | | 724,8 | | 2280 | |



а) – параллельное соединение по воде, б) – последовательное прямоточное соединение по воде

Рисунок 3.3 Схема соединения по теплоносителю группы воздухонагревателей (расположенных последовательно по воздуху) в КТЦ для секции с одним и с двумя базовыми теплообменниками во фронтальном сечении

3.2 Последовательность расчета воздухонагревателей

Методика расчета воздухонагревателей к кондиционеру КТЦ-3 та же, что и для подбора секций подогрева для приточной камеры 2ПК, изложенная с примерами расчета в учебном пособии к курсовому проекту по вентиляции гражданского здания [13].

Целью расчета воздухонагревателей является определение требуемой поверхности теплопередачи и выбора типа нагревателя с соответствующей площадью и с учетом запаса не более 10%.

Расчет производится для ТП и ХП – вначале для холодного, затем для теплого периода года. Раздельно производится расчет для воздухонагревателей первого и второго подогрева.

Выбор и расчет воздухоподогревателей первого и второго нагрева следует производить в соответствии с порядком, который приведен в виде блок-схемы на рисунке 3.4.

Исходными данными для расчета являются:

- массовый расход воздуха через воздухонагреватель, G_v , кг/ч;
- начальная и конечная температура воздуха $t_{нач}$ и $t_{кон}$, соответственно, °С;
- начальная и конечная температура теплоносителя τ_1 и τ_2 , °С [блок-1].

В зависимости от расхода воздуха и схемы кондиционера выбирают марку кондиционера (например, КТЦЗ-20) и принимают сначала стандартную компоновку воздухонагревателя. В соответствии с таблицей 3.2 определяют величину площади фронтального сечения для прохода воздуха $f_{\text{воз}}$, м², располагаемую поверхность нагрева F_p , м² [блок-2].

Вычисляется массовая скорость движения воздуха в живом сечении воздухонагревателя [блок-3]

$$g_p = G_B / 3600 \cdot f_{\text{воз}}, \quad (3.1)$$

Вычисляют теплоту, необходимую для нагрева воздуха Q_H , Вт, по формуле [блок-4]

$$Q_H = 0,278 \cdot G_B \cdot c_{\text{воз}}(t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}}), \quad (3.2)$$

где $c_{\text{воз}}$ – удельная теплоемкость воздуха ($c_{\text{воз}} = 1,005$ кДж/(кг·°С)).

Определяют расход горячей воды W , кг/ч: [блок-5]

$$W = \frac{3,6 \cdot Q_H}{4,19 \cdot (\tau_1 - \tau_2)} = 0,859 \frac{Q_H}{(\tau_1 - \tau_2)}, \quad (3.3)$$

где 4,19 – теплоемкость воды, кДж/(кг·К)

Определяют скорость движения горячей воды по трубам теплообменника, м/с [блок-6]

$$\omega = \frac{G_B}{\rho_w \cdot f_T \cdot 3600}, \quad (3.4)$$

где ρ_w – плотность воды при ее средней температуре, кг/м³;

f_T – площадь сечения для прохода теплоносителя (воды), м².

Для определения f_T следует определить, прежде всего, по таблице 3.1 площадь сечения для прохода теплоносителя для каждого из базовых теплообменников, входящих в состав принятого воздухонагревателя. Далее приняв схему соединения теплообменников по воде, параллельную, последовательную или комбинированную, определяют общую площадь сечения для одного ряда воздухонагревателя. При выборе схемы можно воспользоваться рекомендациями табл. (см. раздел «Поверхностные воздухоохладители»).

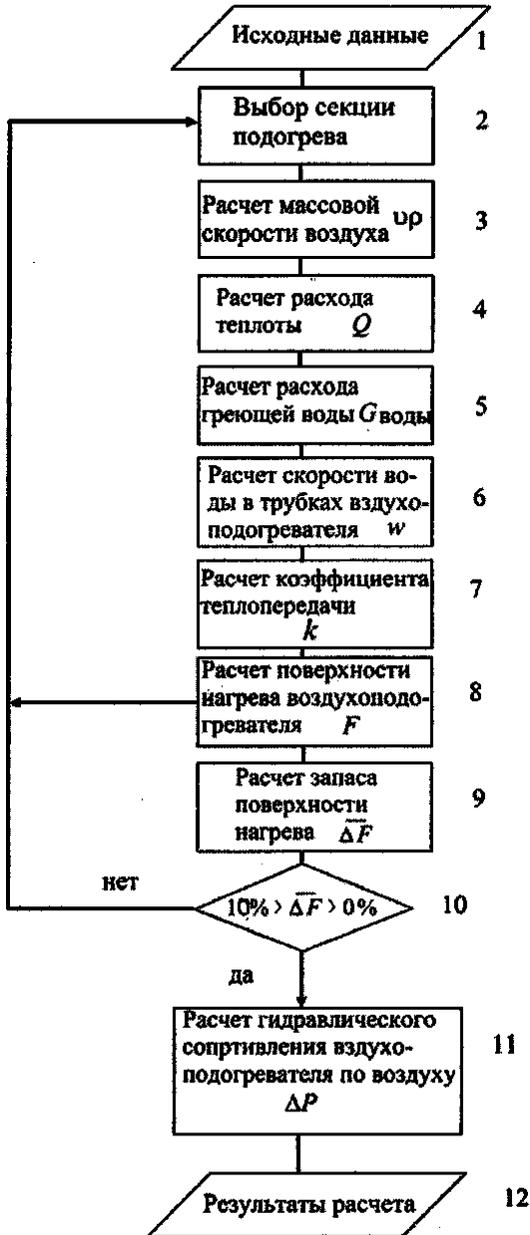


Рисунок 3.4 Блок-схема поверочного теплового расчета воздухоподогревателя

Вычисляют коэффициент теплопередачи Вт/(м²·°С) [блок-7]

$$K = a(\rho g)^q \cdot w^r, \quad (3.5)$$

где a, q, r – коэффициенты принимаемые по таблице 3.3.

Таблица 3.3 Коэффициенты a, q, r, b, m

| Количество рядов теплообменника | a | q | r | b | m |
|---------------------------------|------|-------|-------|------|-------|
| 1 | 28,0 | 0,448 | 0,129 | 4,16 | 1,707 |
| 1,5 | 25,3 | 0,47 | 0,087 | 3,92 | 1,761 |
| 2 | 25,5 | 0,485 | 0,127 | 0,94 | 1,716 |

Находят требуемую площадь теплообмена, м²[блок-8]

$$F_{\text{тр}} = \frac{Q_n}{K \cdot \Delta t_{\text{cp}}}, \quad (3.6)$$

где Δt_{cp} – разность между средней температурой теплоносителя (воды) и средней температурой нагреваемого воздуха, °С.

$$\Delta t_{\text{тр}} = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} - \frac{t_k - t_n}{2}. \quad (3.7)$$

При этом необходимо выполнять следующие условия: между располагаемой поверхностью F_p (предварительно выбранным воздушнонагревателем) и требуемой поверхностью $F_{\text{тр}}$ запас поверхности теплообмена не должен превышать 10%: [блок-9]

$$\frac{F_p - F_{\text{тр}}}{F_{\text{тр}}} \cdot 100 \leq 10\%. \quad (3.8)$$

При большем, чем на 10 %, расхождении, величин ($F_p > F_{\text{тр}}$) рекомендуют уменьшить скорость движения воды до минимума, равного 0,15 м/с, откорректировать расход воды и ее конечную температуру, а также повторно произвести расчет требуемой поверхности теплообмена [блок-10].

При наличии двух и более базовых теплообменников на каждой ступени кондиционера выполнить условия (3.8) возможно также путем изменения схемы обвязки воздушнонагревателей. Снизить F_p можно путем уменьшения рядности теплообменника.

При применении воздушнонагревателей с обводным каналом можно изменить f_b , уменьшить g_p и следовательно уменьшить « K », и увеличить $F_{\text{тр}}$, а значит уменьшить процент запаса.

Расчет воздухонагревателей второго подогрева осуществляют по той же методике, что и расчет воздухонагревателей первого подогрева (при необходимости расчета воздухонагревателя для теплового периода года начальную температуру горячей воды следует принимать не выше 70 °С).

Для определения аэродинамического сопротивления воздухонагревателя, Па, применяют уравнение

$$\Delta P_{\text{вн}} = b(\rho \vartheta)^m \cdot N_1, \quad (3.9)$$

где b , m – коэффициенты, принимаемые по таблице 3.3;

N_1 – число теплообменников, установленных последовательно по ходу воздуха.

3.3 Графоаналитический метод выбора воздухонагревателей кондиционера КТЦ-3

В основу методики расчета воздухонагревателей (ВН) положено представление о процессах нагревания воздуха и охлаждения теплоносителя, описываемых безразмерными теплотехническими характеристиками, выраженными через относительные перепады температур по воздуху $\theta_{\text{в}}$ и воде $\theta_{\text{в}}$ в воздухонагревательной установке [1].

Относительные перепады температур по воздуху $\theta_{\text{в}}$ и воде $\theta_{\text{в}}$ соответствуют относительному нагреву воздуха и относительному охлаждению воды в ВН и определяются по формулам:

$$\theta_{\text{в}} = \frac{\Delta t_{\text{в}}}{\Delta t_{\text{н}}}; \quad \frac{t_{\text{к}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}}. \quad (3.10)$$

$$\theta_{\text{в}} = \frac{\Delta t_{\text{в}}}{\Delta t_{\text{н}}}; \quad \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{вк}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}}. \quad (3.11)$$

Относительные перепады температур $\theta_{\text{в}}$ и $\theta_{\text{в}}$ зависят от величины теплопередающей поверхности ВН, массовых расходов воздуха и воды и схем обвязки базовых теплообменников по фронту и по ходу воздуха.

Исходными для расчета значений $\theta_{\text{в}}$ и $\theta_{\text{в}}$ являются, экспериментальные зависимости коэффициентов теплопередачи K от массовой скорости воздуха во фронтальном сечении $\vartheta_{\text{р}}$ и скорости теплоносителя в трубках ω , выраженные уравнением 3.5.

Непосредственное использование выражения (3.5) для вычисле-

ния коэффициентов теплопередачи теплообменников других типоразмеров, а также ВН, составленных из групп базовых теплообменников, приводит к неточным результатам.

При этом расчетные зависимости для вычисления величин Θ_b и Θ_w оказываются сложными и громоздкими для ручного счета. Для упрощения выбора ВН разработаны номограммы, построенные по указанным зависимостям для ВН в зависимости от типоразмера кондиционера и варианта обвязки по теплоносителю, позволяющие свести расчет к несложным графическим построениям [1].

В Приложении Б приведены номограммы для кондиционеров КТЦЗ-10...КТЦЗ-250 на листах Б1...Б9 (а – при параллельной схеме, б – при последовательно-прямоточной).

Предлагаемые номограммы представляют теплотехнические[^] характеристики в виде графиков зависимостей $\Theta_w(\Theta_b)$ для ВН кондиционеров производительностью по воздуху от 10 до 125 тыс. м³/ч с числом рядов трубок по ходу воздуха от $n = 1$ до $n = 6$. В таблице 3.2 приведена характеристика номограмм Приложения Б по которой определяется номер листа, соответствующего заданным условиям – принятому типоразмеру кондиционера, выбранному типу ВН и схеме обвязки по теплоносителю.

Графический материал номограмм Приложения Б, расположен в одной квадранте координатной плоскости. На оси абсцисс отложены значения Θ_b , а на оси ординат - Θ_w . На каждой номограмме нанесены кривые зависимостей $\Theta_w(\Theta_b)$ ВН с числом рядов трубок n по глубине от одного ряда ($n = 1$) до шести ($n = 6$) для определенного типоразмера кондиционера. Требуемая рядность ВН обеспечивается установкой по ходу воздуха одно- полутора - или двухрядных теплообменников в различных сочетаниях.

Номограммы построены для ВН, составленных из одно, полутора - и двухрядных теплообменников в следующей последовательности: $n = 1$ $n = 1,5$; $n = 2$; $n = 2,5 = 1 + 1,5$; $n = 3 = 1 + 2$; $n = 4 = 2 + 2$; $n = 5 = 1+2+2$; $n = 6 = 2 + 2+2$. Порядок слагаемых, указывает расположение по ходу воздуха теплообменников соответствующей рядности. Условные обозначения кривых $\Theta_w(\Theta_b)$ на номограммах Приложения Б приведены в таблице 3.5.

Номограммы для всех типоразмеров кондиционера КТЦ-3 с номинальной производительностью 10 – 250 тыс. м³/ч представлены в «Руководящих материалах АЗ-994» [1].

Таблица 3.5 Обозначение кривых $\Theta_w(\Theta_B)$ на номограммах

| Число рядов труб ВН по ходу воздуха | Обозначение кривых $\Theta_w(\Theta_B)$ | | | | | | | |
|-------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------|-----|---|-------|-----|-----|-------|-------|
| | 1 | A | 2 | B | 3 | 4 | 5 | 6 |
| Общее | 1 | 1,5 | 2 | 2,5 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| Последовательно в каждом из устанавливаемых теплообменников | 1 | 1,5 | 2 | 1+1,5 | 1+2 | 2+2 | 1+2+2 | 2+2+2 |

Кривые $\Theta_w(\Theta_B)$ построены при значениях скоростей теплоносителя в трубках от 0,1 до 2 м/с: верхние концы кривых соответствуют меньшим значениям скорости, нижние концы кривых - большим значениям скорости. На некоторых номограммах для более четкого изображения кривых в верхнем поле номограммы проведена отсечка верхней их части по $\Theta_w = 0,95$. Все точки этих кривых, попавшие в поле графика соответствуют значениям $\omega > 0,1$ м/с.

Номограммы позволяют проводить подбор ВН при расходах воздуха G_B , равных и отличающихся от номинальной производительности кондиционеров $G_B^{\text{НОМ}}$ так как графики зависимостей $\Theta_w(\Theta_B)$ построены при относительных расходах \bar{G}_B , равных 0,64; 0,8; 1,0; 1,25. Величина \bar{G}_B определяется по формуле

$$\bar{G}_B = \frac{G_B}{G_B^{\text{НОМ}}}. \quad (3.12)$$

Зависимости $\Theta_w(\Theta_B)$ соответствующие промежуточным величинам расходов воздуха, находятся путем линейной интерполяции между соседними кривыми.

При подборе ВН необходимо на выбранной номограмме определить положение точки с координатами, равными расчетным значениям G_B^p и G_w^p . Кривые, расположенные слева от расчетной точки, соответствуют ВН с поверхностью нагрева, не обеспечивающей требуемую теплопроизводительность.

Для обеспечения требуемой теплопроизводительности во всем диапазоне условий эксплуатации ВН, выбор его должен производиться для режима, требующего максимальной поверхности нагрева.

Для ВН первого подогрева, в зависимости от конкретных, условий, максимальная поверхность нагрева требуется либо в режиме 1 при минимальной расчетной температуре наружного воздуха в холод-

ный период года и в режиме 2 при температуре наружного воздуха, соответствующей точке перелома температурного отопительного графика тепловой сети ТЭЦ или котельной.

В курсовых проектах и в выпускных квалификационных работах, допускается выполнять расчет только в режиме 1.

Для воздухонагревателей второго подогрева при подаче теплоносителя с переменными параметрами (по графику теплосети) максимальная поверхность нагрева требуется при минимальной температуре теплоносителя на подаче. В этом случае расчет выполняется при параметрах теплоносителя, соответствующих точке перелома температурного графика теплосети.

Опасность замерзания теплоносителя в трубках ВН первого подогрева проверяется по двум параметрам: скорости воды в трубках и температуре обратной воды.

Для защиты ВН от замораживания необходимо, чтобы во всех режимах (при отрицательных температурах наружного воздуха) скорость воды в трубках ω_{\min} была выше 0,12 м/с, а температура обратной воды $\omega_{\text{вк}}$ на выходе из ВН была выше некоторого значения $t_{\text{вк}}^{\min} > 10$ °С, гарантирующего положительную температуру теплоносителя внутри каждого из теплообменников ВН, составленного из группы базовых теплообменников [1].

Методика проверки опасности замерзания теплоносителя в ВН приведена в «Руководящих материалах АЗ-994». В курсовых проектах студентов эта проверка обязательна и выполняется лишь при задании руководителя проектирования.

Аэродинамические характеристики (потери давления по воздуху) воздухонагревателей ΔP_a представлены на графике (рисунок 3.5) в виде зависимостей $\Delta P_a(\vartheta_p)$ для ВН с разным числом трубок. Эти зависимости построены для ВН, komponуемых из групп базовых теплообменников по таблице 3.2.

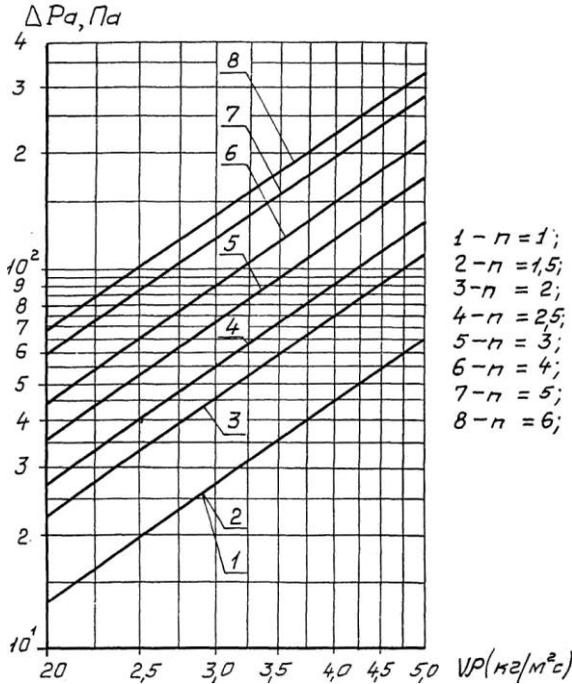


Рисунок 3.5 Аэродинамическое сопротивление воздухонагревателей кондиционеров КТЦ-3

Указанные зависимости были получены с использованием формулы

$$\Delta P_a^T = v(\vartheta p)^m, \quad (3.13)$$

где v и m – коэффициенты, принимаемые для теплообменников различной рядности по таблице 3.6;

ϑp – массовая скорость воздуха во фронтальном сечении, вычисляемая по формуле 3.1, при этом значение $F_{\text{фр}}$ принимается по таблице 3.3.

Таблица 3.6 Коэффициенты v и m для базовых теплообменников различной рядности

| Число рядов трубок теплообменника | v | m |
|-----------------------------------|------|-------|
| 1 | 4,18 | 1,707 |
| 1,5 | 3,92 | 1,761 |
| 2 | 6,94 | 1,716 |

В случае необходимости определения гидравлического сопротивления воздухонагревательной установки, следует воспользоваться материалами и номограммами, приведенными в «Руководящих материалах АЗ-994».

3.4 Последовательность расчета воздухонагревателей кондиционера КТЦ-3 графоаналитическим методом

Наиболее распространенной задачей расчета воздухонагревателей является подбор величины теплопередающей поверхности, обеспечивающей заданную теплопроизводительность и температуру обратной воды не выше заданной по графику теплосети.

В этом случае известны расход воздуха, начальные и конечные температуры воздуха и теплоносителя.

Необходимо выбрать типоразмер ВН, требуемую поверхность нагрева и способ обвязки базовых теплообменников по теплоносителю, а также проверите запас по поверхности нагрева и опасность замерзания теплоносителя, (если указано в задании) определить расход теплоносителя, гидравлические и аэродинамические потери давления в ВН.

Порядок расчета воздухонагревателей первого подогрева следующий.

1. По таблице 3.2 для заданного типоразмера кондиционера выбираются номера листов номограмм приложения Б, описывающих возможные варианты типов воздухонагревателей и обвязки их по теплоносителю, согласно [1].

2. Определяются относительные перепады температур по воздуху θ_B^p и воде θ_w^p для расчетного режима по формулам 3.10 и 3.11.

3. Вычисляется относительный расход воздуха \bar{G}_B по формуле 3.12.

4. На выбранной номограмме находится точка с координатами θ_B^p и θ_w^p . Для этого на оси абсцисс откладывается значение θ_B^p , а на оси ординат значение θ_w^p . Через получены точки проводятся прямые, параллельные осям координат, до пересечения друг с другом.

Положение построенных точек в поле номограммы определяет выбор поверхности ВН.

Все воздухонагреватели, теплотехнические характеристики которых в виде кривых $\Theta_w(\Theta_B)$ при значении \bar{G}_B , увеличенном в 1,251 раза, по сравнению с рассчитанным по формуле 3.12, расположены спра-

ва от расчетных точек, обеспечивают требуемую теплопроизводительность с некоторым запасом. Увеличением \bar{G}_B в 1,25 раза учитывается возможное снижение коэффициента теплопередачи базовых теплообменников, допускаемое техническими условиями на кондиционеры КТЦ-3.

Выбирают ВН с минимальным запасом по теплообменной поверхности, теплотехническая характеристика которого определяется самой левой от всех этих кривых. Меньшее из полученных значений в каждом режиме принимается для оценки запаса по поверхности в принятом ВН.

5. *Определяется фактический расход теплоносителя G_w^ϕ по формуле*

$$G_w^\phi = G_B \frac{c_B \theta_B^{\max}}{c_w \theta_w^\phi}, \quad (3.14)$$

где θ_B^{\max} - максимальное из двух значений θ_a^δ по п.4.2.2;

θ_w^ϕ - значение θ_w , полученное на номограмме, как ордината точки пересечения вертикальной прямой $\theta_b = \theta_B^{\max}$ с выбранной кривой $\theta_w(\theta_b)$.

Фактический расход теплоносителя, пропускаемый через ВН при регулировании, обеспечивает заданную конечную температуру в выбранном ВН и является расчетным расходом для расчета сети теплоснабжения.

При установке ВН без регулирующего клапана расход теплоносителя рассчитывается по формуле

$$G_w = G_B \frac{c_B}{c_w} \left(\frac{\theta_B^p}{\theta_w^p} \right)_{\max}, \quad (3.15)$$

где $\left(\frac{\theta_B^p}{\theta_w^p} \right)_{\max}$ - максимальное из отношений $\frac{\theta_B^p}{\theta_w^p}$, полученных для каждого из режимов.

При этом расходе теплоносителя обеспечивается температура обратной воды по графику теплосети при некотором увеличении конечной температуры воздуха (тем больше, чем больше запас по теплообменной поверхности).

6. *Определяют потери давления в ВН по воздуху (аэродинамические потери давления ΔP_a), по рисунку 3.5 или по формуле 3.13.*

3.5 Пример расчета воздухонагревателей первого подогрева кондиционеров КТЦ-3

Исходные данные: кондиционер КТЦ-3-40 с адиабатным увлажнением воздуха в холодный период года; $L_B = 36500 \text{ м}^3/\text{ч}$; $G_B = 43800 \text{ кг/ч}$; $t_n = -26 \text{ }^\circ\text{C}$; $d_n = 0,41 \text{ г/кг}$; $I_k = 6,2 \text{ ккал/кг} = 26,15 \text{ кДж/кг}$; температуры теплоносителя по графику ТЭЦ $t_{wh} = 130 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{wk} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$; $P_b = 745 \text{ мм.рт.ст.}$

Требуется определить: число рядов n трубок и тип ВН первого подогрева, схему обвязки по теплоносителю, G_w , ΔP_a . Расчет выполнить для режима 1.

Порядок расчета

1. В соответствии с таблицей 3.2 воздухонагреватели кондиционера КТЦ-3-40 описываются номограммами на листах Б7, Б8, Б19, Б20 приложения Б. Из указанных листов в качестве примера выбираем лист Б7, на котором представлены данные при последовательной обвязке ВН по теплоносителю по фронту и параллельной по ходу воздуха.

2. Определяем исходные данные в соответствии с п. 1. Находим t_k по I-d диаграмме: при $d_n = 0,41 \text{ г/кг}$; $t_n = -26 \text{ }^\circ\text{C}$; $I_k = 6,2 \text{ ккал/кг} = 26,15 \text{ кДж/кг}$; $t_k = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

3. Определяем θ_B^p и θ_w^p и для режима 1 по формуле 3.10 и 3.11

$$\theta_B^p = \frac{25 - (-26)}{130 - (-26)} = 0,327; \quad \theta_w^p = \frac{130 - 70}{130 - (-26)} = 0,385.$$

4. Вычисляем \bar{G}_B по формуле 3.12

$$\bar{G}_B = \frac{43800}{48000} = 0,912,$$

где $G_B^{\text{ном}} = 40000 \times 1,2 = 48000 \text{ кг/ч}$; $L_{\text{ном}} = 40000 \text{ м}^3/\text{ч}$.

5. В поле номограммы листа Б7 приложения Б наносим расчетную точку P с координатами $\theta_B^p = 0,327$ и $\theta_w^p = 0,385$ для первого режима. Все кривые $\Theta_w(\Theta_B)$, соответствующие ВН с числом рядов $n = 2,5$ и более и $\bar{G}_a = 0,912$ (рисунок 3.6), расположены правее расчетной точки и значит обеспечат требуемую теплопроизводительность. Кривую $\Theta_w(\Theta_B)$ с $\bar{G}_B = 0,912$ получаем линейной интерполяцией двух соседних кривых с $\bar{G}_B = 1,0$ и $\bar{G}_B = 0,8$. Выбираем ближай-

шую к расчетной точке кривую $\Theta_w(\Theta_B)$ при $n = 2,5$ и $\bar{G}_B = 0,912$, соответствующую ВН с наименьшим запасом по поверхности нагрева.

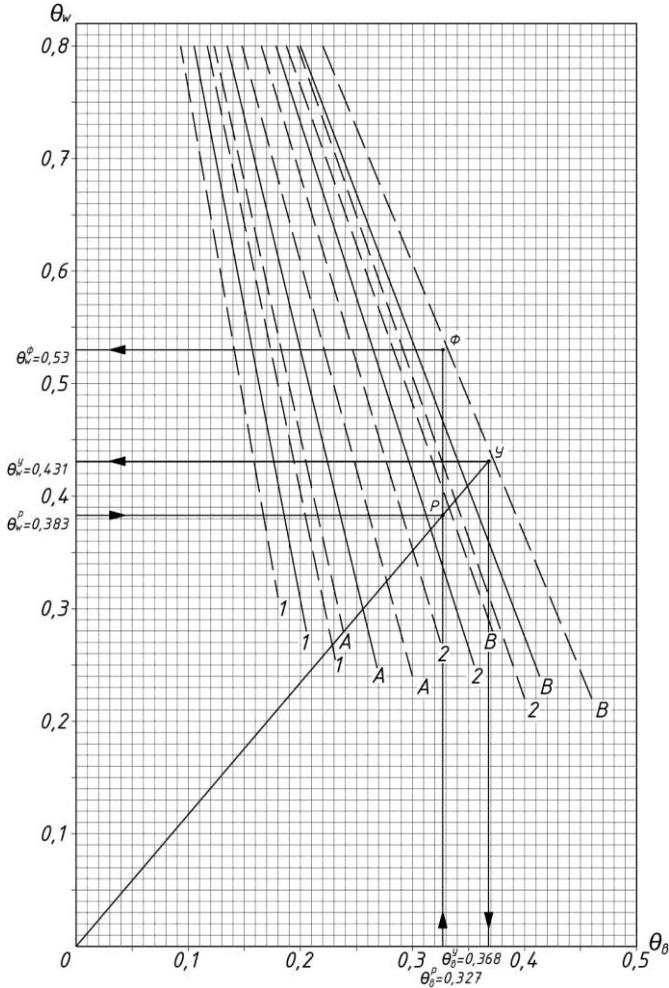


Рисунок 3.6 К примеру расчета воздухонагревателей

Учитывая возможное снижение коэффициента теплопередачи теплообменников при поставке, допускаемое техническими условиями на кондиционеры КТЦ-3, проверяем, обеспечит ли в этом случае выбранный ВН требуемую теплопроизводительность. Для этого

построим кривую $\theta_w(\theta_B)$, соответствующую $\bar{G}_B = 0,912 \times 1,25 = 1,14$ и $n = 2,5$ (В) (кривую $\theta_w(\theta_B)$ с $\bar{G}_B = 1,14$ получаем линейной интерполяцией двух соседних кривых с $\bar{G}_B = 1,25$ и $\bar{G}_B = 1,0$). Полученная кривая расположена правее расчетной точки в поле номограммы и значит выбранный ВН обеспечит требуемую теплопроизводительность и при уменьшении коэффициента теплопередачи.

6. Проводим луч из начала координат через расчетную точку P по п.5 до пересечения с выбранной кривой $\theta_w(\theta_B)$ для $n = 2,5$ (В) и $\bar{G}_B = 0,912$ (точка $У$). По абсциссе и ординате этой точки определяем θ_B^y и θ_w^y :

для первого режима - $\theta_B^y = 0,363$, $\theta_w^y = 0,431$.

7. Вычисляем по формуле (4.3) запас по поверхности нагрева в заданном режиме.

Для первого режима

$$\frac{F - F^P}{F^P} \cdot 100\% = \left[\frac{0,363 - 0,327}{0,327} \cdot \frac{1}{1 - \frac{0,363 + 0,431}{2}} - 0,1 \right] \cdot 100\% = 8,2 \%$$

Полученный запас поверхности нагрева (8,2%) находится в пределах допустимых (<10%).

8. Определяем фактический расход теплоносителя G_w^Φ (пропускаемый через ВН при регулировании его) по формуле 3.14, принимая в качестве $\theta_B^{\max} = \theta_B^P = 0,327$, так как рассматривается только один 1^{ый} режим.

Величину θ_w^Φ определяем как ординату точки Φ (полученной путем пересечения вертикали $\theta_B = 0,327$ с выбранной кривой для $n = 2,5$ (В) и $\bar{G}_B = 0,912$), получаем $\theta_w^\Phi = 0,53$.

$$G_w^\Phi = 43800 \frac{1,006 \cdot 0,327}{4,19 \cdot 0,53} = 6449,6 \text{ кг/ч,}$$

где $c_B = 1,006$ кДж/кг \cdot °С, $c_w = 4,19$ кДж/кг \cdot °С.

Такой расход теплоносителя, пропускаемый через ВН при регулировании, обеспечивает заданную конечную температуру воздуха и является расчетным расходом для расчета сети теплоснабжения.

При установке ВН без регулирующего клапана расход теплоно-

сителя рассчитывается по формуле 3.15.

$$G_w^\phi = 43800 \frac{1,006 \cdot 0,327}{4,19 \cdot 0,385} = 8873,6 \text{ кг/ч.}$$

При этом расходе теплоносителя обеспечивается температура обратной воды ($t_{\text{вк}}$) по графику теплосети при некотором увеличении конечной температуры воздуха ($t_{\text{к}}$), при этом тем больше, чем больше запас теплообменной поверхности.

9. *Определяем массовую скорость воздуха* во фронтальном сечении

$$g\rho = \frac{43800}{4,14 \cdot 3600} = 2,94 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с},$$

где $F_\phi = 4,14 \text{ м}^2$ – принимаем по таблице 3.3.

10. Аэродинамические потери давления по формуле 3.13 или по рисунку 3.5 равны:

$$\Delta P_a = 52,6 \text{ Па.}$$

4 ПОВЕРХНОСТНЫЕ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ

4.1 Общие сведения

Для охлаждения и осушки воздуха помимо камер орошения могут использоваться воздухоохладители блоков теплообмена БТМ-2, которыми комплектуется третья базовая схема центральных кондиционеров КТЦ-3. В режимах охлаждения и осушки (влаговыведения) могут быть применены также поверхностные теплообменники блоков теплоутилизации БТЧ-3 и БТОЧ-3, которыми комплектуется четвертая базовая схема, а также воздухонагреватели I подогрева.

В воздухоохладителях (ВО) в качестве холодоносителя используется охлажденная вода при давлении до 1,2 МПа. Скорость холодоносителя в трубках воздухоохладителя принимается от 0,5 до 1,2 м/с.

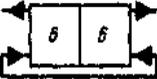
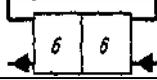
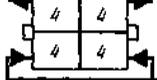
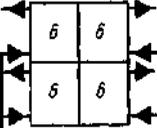
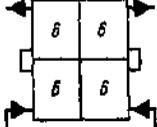
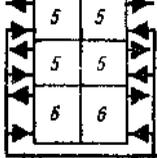
В поверхностных воздухоохладителях кроме хладоносителей (вода, рассолы) для охлаждения и осушки воздуха могут циркулировать хладагенты (хладоны и пр.). Воздухоохладители, питаемые хладагентами, являются испарителями холодильных установок и получили название воздухоохладителей непосредственного испарения.

Поверхностные воздухоохладители имеют ряд преимуществ по сравнению с оросительными камерами: возможность сухого охлаждения воздуха до любой температуры выше точки росы в зависимости от температуры хладагента, применение последнего с температурой замерзания ниже нуля, упрощения схемы хладоснабжения, выполняемой по закрытой схеме, возможность использования в зимний период воздухоохладителей в качестве подогрева.

Воздухоохладители ВО центральных кондиционеров комплектуются одним или несколькими (во фронтальном сечении) теми же одинаковой или различной рядности теплообменниками, что и воздухонагреватели (рисунок 3.1; 3.2, таблица 3.1).

Число и тип базовых теплообменников, заполняющих фронтальное сечение ВО для каждого типоразмера кондиционера КТЦ-3 приведены в таблице 4.1, а площади фронтального сечения для прохода воздуха $f_{\text{воз}}$ и поверхность нагрева следует принимать по таблице 3.2.

Таблица 4.1 Число и тип базовых теплообменников [1]

| Кондиционер | Схема обвязки теплообменника по воде | | № рисунка |
|-------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------|--------------|
| | по фронту | по ходу воздуха | |
| КТЦ-3-10 |  | Параллельная | 4,8 а |
| | | Последовательно-противоточная | 4,8 б |
| КТЦ-3-20 |  | Параллельная | 4,8 в |
| | | Последовательно-противоточная | 4,8 г |
| КТЦ-3-31,5 |  | Параллельная | 4,9 а |
| | | Последовательно-противоточная | 4,9 б |
| КТЦ-3-40 |  | Параллельная | 4,9 в |
| | | Последовательно-противоточная | 4,9 г |
| КТЦ-3-63 |  | Параллельная | 4,9 а |
| | | Последовательно-противоточная | 4,9 б |
| |  | Параллельная | 4,10 б |
| КТЦ-3-80 |  | Параллельная | 4,9 в |
| | | Последовательно-противоточная | 4,9 г |
| КЦТ-3-125 |  | Параллельная | 4,9 а |
| | | Последовательно-противоточная | 4,9 б |
| |  | Параллельная | 4,10 а |
| КЦТ-3-160 |  | Параллельная | 4,10 б |
| | | Последовательно-противоточная | 4,10 в |

Окончание таблицы 4.1

| Кондиционер | Схема обвязки теплообменника по воде | | № рисунка |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------|-------------------------------|-----------|
| | по фронту | по ходу воздуха | |
| КЦТ-3-160 | | Параллельная | 4,10 г |
| КТЦ-3-200 | | Параллельная | 4,9 в |
| | | Последовательно-противоточная | 4,9 в |
| | | Параллельная | 4,10 в |
| КТЦ-3-250 | | Параллельная | 4,10 б |
| | | Последовательно-противоточная | 4,10 в |
| | | Параллельная | 4,10 г |
| <i>Примечание.</i> Условные обозначения на эскизах: 3 и 4 - базовые теплообменники Н = 1,25 м и соответственно $l_T = 828$ и 1655 мм; 5 и 6-базовые теплообменники Н = 1,5 м и 2 м; $l_T = 1655$ мм. | | | |

Теплообменники (базовые) в поверхностных воздухоохладителях многоходовые с последовательным соединением горизонтальных пучков труб по высоте теплообменника.

Соединение между собой по хладоносителю выполняется параллельно, последовательно или последовательно-параллельно (см. таблицу 4.1) в зависимости от расхода хладоносителя и принятой скорости его в трубах в пределах $0,1 \leq \omega \leq 2$ м/с.

Если поверхностные воздухоохладители устанавливают не в

один, а 2-3 ряда последовательно по ходу воздуха, то применяется по ходу воздуха, параллельная или последовательно-противоточная схема обвязки по холодоносителю (см. рисунок 3.3).

Блоки теплообмена (рисунок 4.1, таблица 4.2) применяются в центральных кондиционерах КТЦ-3 производительностью по воздуху 10 250 тыс. м³/ч. Изготавливаются в двух вариантах: 1-й вариант-с насосом и обвязкой оросительной сети БТМ-2.1-3; 2-й вариант-без насоса и без обвязки оросительной сети БТМ-2.2-3. Обвязка разрабатывается проектной организацией, а изготавливается на месте монтажа.

Блоки теплообмена предназначены: для адиабатического охлаждения и увлажнения воздуха в любой период года с помощью оросительной системы.

Аэродинамическое сопротивление блока теплообмена при номинальном режиме работы 180 (18), при максимальном - 280 Па (2 кгс/м²).

Блоки теплообмена изготавливают в левом и правом исполнении.

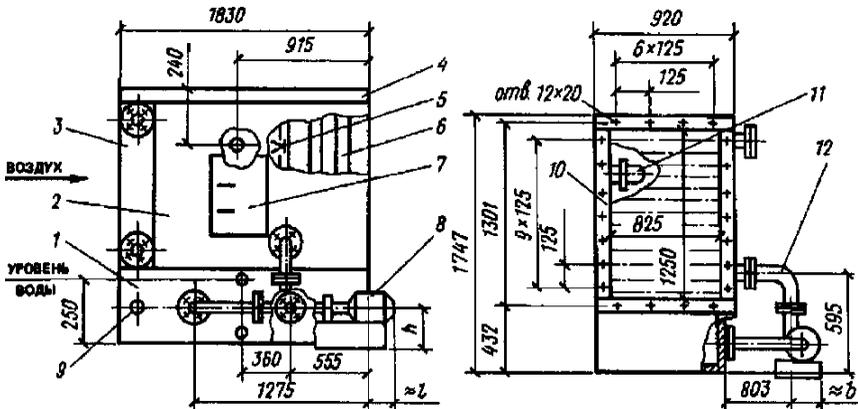


Рисунок 4.1 Блоки теплообмена БТМ2.1-3, БТМ2.2-3

1-бак, 2,10-стенка передняя и задняя, 3-теплообменник, 4-панель, 5-оросительная система, 6-калдуловитель, 7-лазерка, 8-насос (для блока БТМ2.1-3), 9-муфта, 11-светильник, 12-трубопровод обвязки блока БТМ2.1-3, 13-резиновая заслонка

Таблица 4.2 Количество и типоразмеры базовых теплообменников для блоков тепломассообмена БТМ2.1-3, БТМ2.2-3 [1]

| Индекс | Тип кондиционера | Количество двухрядных базовых теплообменников | | | Индекс | Тип кондиционера | Количество двухрядных базовых теплообменников | | |
|----------|------------------|-----------------------------------------------|-------|-----|----------|------------------|-----------------------------------------------|-------|-----|
| | | 1,25 м | 1,5 м | 2 м | | | 1,25 м | 1,5 м | 2 м |
| 01.02124 | КТЦЗ-10 | 1 | — | — | 08.02124 | КТЦЗ-80 | 4 | — | — |
| 01.02224 | | | | | 08.02224 | | | | |
| 02.02124 | КТЦЗ-20 | 1 | — | — | 12.02124 | КТЦЗ-125 | — | — | 4 |
| 02.02224 | | | | | 12.02224 | | | | |
| 03.02124 | КТЦЗ-31,5 | — | — | 1 | 16.02124 | КТЦЗ-160 | — | 4 | 2 |
| 03.02224 | | | | | 16.02224 | | | | |
| 04.02124 | КТЦЗ-40 | 2 | — | — | 20.02124 | КТЦЗ-200 | — | — | 6 |
| 04.02224 | | | | | 20.02224 | | | | |
| 06.02124 | КТЦЗ-63 | — | — | 2 | 25.02124 | КТЦЗ-250 | — | 6 | 3 |
| 06.02224 | | | | | 25.02224 | | | | |

4.2 Процессы обработки воздуха в поверхностных воздухоохладителях

Поверхностные воздухоохладители могут работать:

- в режиме «сухого» охлаждения воздуха, т. е. без выпадения конденсата из водяных паров, находящихся в обрабатываемом воздухе;
- в режиме охлаждения и одновременного осушения воздуха с выпадением конденсата из воздуха без орошения поверхности воздухоохладителя.

Процесс охлаждения и осушения воздуха при контакте его с твердой охлаждающей поверхностью на $I-d$ -диаграмме изображается аналогично процессам, протекающим в оросительной камере (см. Раздел 3); т. е. при соприкосновении воздуха с поверхностью капель воды.

Допустим, что начальное состояние воздуха перед воздухоохладителем характеризуется точкой H (рисунок 4.2), а после него точкой K т.е. воздух должен быть охлажден от температуры t_n до t_k .

Если начальная температура воды $t_{wh} > t_p$, то охлаждение воздуха не сопровождается конденсацией водяных паров, т. е. процесс будет протекать по $d_n = \text{const}$. Тепло, отдаваемое воздухом в воздухоохладителе, воспринимается холодоносителем (водой), который нагревается, повышая свою температуру от t_{wh} до t_{wk} . Направление процесса изобразится лучом HO_{cp} .

Температура в точке O_{cp} равна средней температуре поверхности ВО. На пересечении луча HO_{cp} и $\varphi = 100\%$ в точке P температура равна температуре точки росы обрабатываемого воздуха t_p .

НТ. В этом случае влага из воздуха будет выпадать даже и тогда, когда конечная температура, до которой охлаждается воздух, будет выше температуры точки росы, например точка *K*. Это объясняется тем, что около охлаждающей поверхности образуется температурное поле с температурой, близкой к температуре t_{κ} и из прилегающего к этой поверхности слоя воздуха будет выпадать конденсат. Например, для точки *K* количество выпавшего конденсата составит $d_n - d_K$.

Точка *T* соответствует теоретическому конечному состоянию охлаждаемого и осушаемого воздуха, если температура в точке *T* соответствует средней интегральной температуре наружной поверхности воздухоохладителя. Температура поверхности средняя интегральная вследствие того, что хладоноситель перемещается по оребренным трубкам, а температура поверхности ребер и гладкой части трубки различны.

При расчетах поверхностных воздухоохладителей принято считать, что реально конечное состояние обрабатываемого воздуха характеризуется влажностью $\varphi=90-95\%$.

Начальная температура воды, охлаждающей воздух, должна быть на $3...6\text{ }^{\circ}\text{C}$ ниже t_T [Староверов рисунок 7.22].

При расчете поверхностных охладителей с выпадением влаги следует учитывать, что разность между температурой точки росы в конечном состоянии и конечной температурой воды при противоточно-перекрестной схеме (рисунок 4.3) должна быть $0,7-1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, а при перекрестной схеме – от 2 до $3\text{ }^{\circ}\text{C}$.

4.3 Методы расчета поверхностных воздухоохладителей НИИсантехники

При расчете ВО встречаются два вида задач-прямая и обратная:

прямая задача - определяются требуемая площадь теплообменной поверхности, обвязка ВО, начальная температура и расход холодоносителя при заданных расходе, начальных и конечных параметрах обрабатываемого воздуха:

обратная задача (поверочный расчет ВО) - определяются конечные параметры воды и обрабатываемого воздуха при заданных расходах воды и воздуха, начальных параметрах воды и воздуха, площади теплообменной поверхности и обвязки ВО.

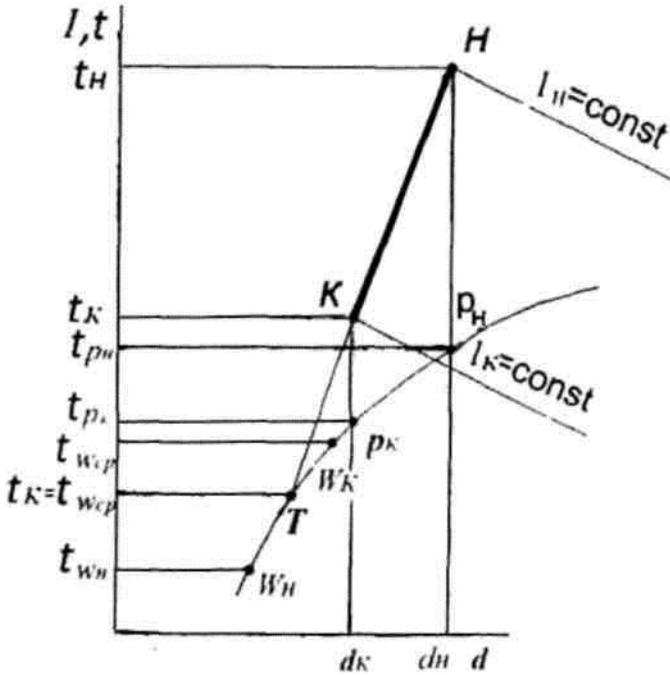


Рисунок 4.3 Изменение состояния воздуха при осушке в ВО

В НИИсантехники был разработан метод расчета типовых поверхностных воздухоохладителей. Особенностью этого метода является то, что он аналогичен расчету caloriferов, т. е. дает возможность рассчитывать поверхности воздухоохладителей при помощи коэффициентов полной теплопередачи k_n , $\text{кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К})$.

При решении прямой задачи по этому методу по исходным данным: расход воздуха G_b , начальные и конечные температуры и энтальпии t_k, I_k обрабатываемого воздуха, требуется определить типоразмер ВО, требуемую площадь теплообменной поверхности F^{np} .

Требуемая поверхность теплообмена определяется по формуле

$$F^{np} = \frac{Q_n}{k_n \Delta t_{cp,l}}, \quad (4.1)$$

$$Q_n = G_b \cdot (I_H - I_K), \quad (4.2)$$

где Q_n – полное количества тепла, отводимого от воздуха, $\text{кДж}/\text{ч}$;

I_H, I_K – энтальпия воздуха соответственно до охлаждения и после, т.е. в начальном и конечном состоянии, $\text{кДж}/\text{кг}$;

k_n – коэффициент полной теплопередачи, $\text{кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К})$;

$\Delta t_{\text{ср.л}}$ – средняя логарифмическая разность между температурами воздуха и холодоносителя, $^{\circ}\text{C}$, определяется по формуле 4.3 или по графику рисунок 4.4.

$$\Delta t_{\text{ср.л}} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_m}{2,3 \lg(\Delta t_{\bar{o}} / \Delta t_m)}. \quad (4.3)$$

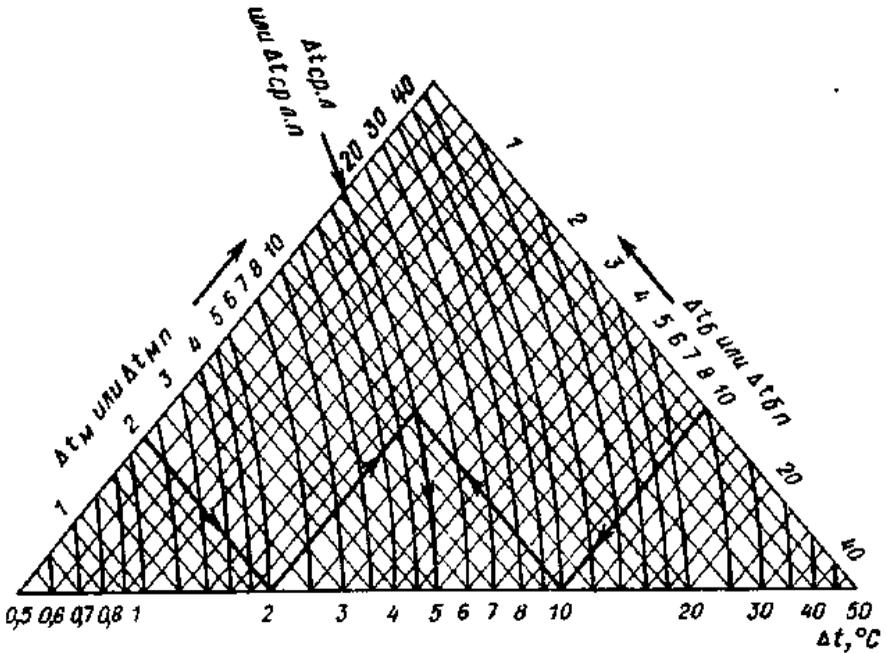


Рисунок 4.4 Номограмма для определения средней логарифмической разности температур

Значения $\Delta t_{\bar{o}}$ и Δt_m – большей и меньшей разности температур воздуха и холодоносителя – зависят от взаимного направления движения воздуха и воды-холодоносителя (рисунок 4.5):

при противоточной схеме

$$\Delta t_{\bar{o}} = t_n - t_{wk} \text{ и } \Delta t_m = t_k - t_{wh};$$

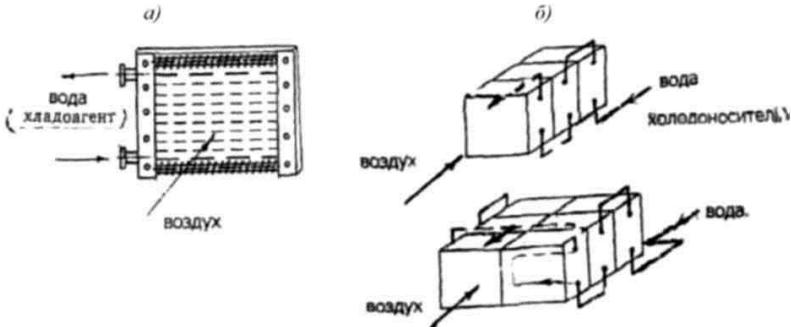


Рисунок 4.5 Схема движения потоков хладоносителя и воздуха:

а) – схема перекрестного движения хладоносителя относительно воздуха в теплообменнике;

б) – схема перекрестно-противоточного движения хладоносителя и воздуха в группе воздухонагревателей, размещенных последовательно (по воздуху) при одном и двумя базовыми теплообменниками во фронтальном сечении ВО

при перекрестной схеме значения $\Delta t_{\text{ср.л}}$, полученное по расчету для противоточной схемы, следует умножить на поправочный коэффициент η значение которого определяется по графику рисунок 4.6 как функция вспомогательных параметров

$$M = \frac{t_n - t_k}{t_n - t_{Wn}} \quad \text{и} \quad R = \frac{t_{Wk} - t_{Wn}}{t_n - t_k} . \quad (4.5)$$

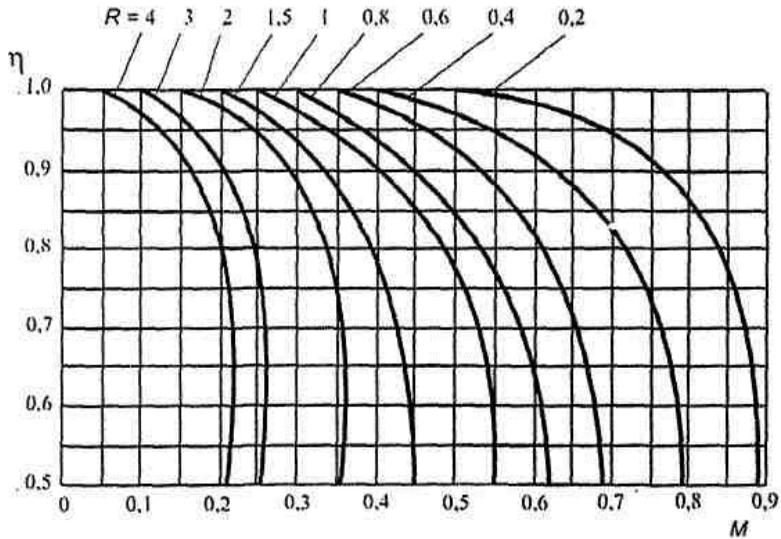


Рисунок 4.6 График зависимости коэффициента η от параметров M и R

Коэффициент полного теплообмена при обработке воздуха в поверхностном воздухоохладителе определяется по формулам

$$\text{при «сухом» охлаждении } k_{\text{п}} = A (\vartheta\rho)^n \omega^m. \quad (4.6)$$

$$\text{при осушке и охлаждении } k_{\text{п}} = A (\vartheta\rho)^n \omega^m \bar{T}^{-p} \quad (4.7)$$

где $\vartheta\rho$ – массовая скорость воздуха во фронтальном сечении $f_{\text{в}}$ (для КТЦ-3, по таблице 3.2), определяется как $G_{\text{в}}/3600 \cdot f_{\text{в}}$, кг/(м²·с). По данным А. А. Гоголина, при скорости воздуха в живом сечении воздухоохладителя 5—6 кгс/(м²·с) унос капель конденсата с поверхности ВО не наблюдается; унос становится интенсивным, начиная со скорости 8, кгс/(м²·с), а при скорости 10, кгс/(м²·с) уносится почти весь конденсат. В связи с этим не рекомендуется принимать весовую скорость движения воздуха более 6 кгс/(м²·с), скорость воздуха должна быть $2 \leq \vartheta\rho \leq 5$, кг/(м²·с);

ω – скорость холодоносителя (воды) должна быть $0,1 < \omega < 2$, м/с, рекомендуется принимать в пределах 0,5...1,2 м/с;

\bar{T} – температурный критерий, вводимый для учета влияния начальных параметров воздуха и холодоносителя, определяемый по формуле

$$\bar{T} = \frac{t_n - t_m}{t_n - t_{\text{вн}}}; \quad (4.8)$$

t_n, t_m – начальная температура воздуха по сухому и мокрому термометру, °С;

$t_{\text{вн}}$ – начальная температура воды, °С;

A, m, n, p – экспериментально определенные коэффициенты, значение которых зависит от режима работы ВО и числа рядов труб по воздуху, приведены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 Числовые значения коэффициентов

| Режим работы воздухоохладителя | При 4 рядах труб | | | | При 8 рядах труб | | | |
|--------------------------------|------------------|------|------|-----|------------------|------|------|------|
| | A | n | m | p | A | n | m | p |
| «Сухое» | 35,02 | 0,44 | 0,18 | - | 35,2 | 0,37 | 0,13 | - |
| Охлаждение и осушка | 34,36 | 0,29 | 0,22 | 0,6 | 52,63 | 0,35 | 0,25 | 0,38 |

4.4 Графоаналитический метод выбора расчета поверхностных воздухоохладителей КТЦЗ

Этот метод теплотехнического и аэродинамического расчета основанный на теоретических и экспериментальных работах, приведенных во ВНИИкондиционер, разработан Б.И. Бялым и А.В. Степановым и приводится в «руководящих материалах по центральным кондиционерам, ч. II [1]». Методика справедлива в широком диапазоне изменения скорости воды $0,1 < \omega > 2$ м/с и массовой скорости воздуха во фронтальном сечении $\vartheta\rho = 2 \dots 5$ кг/(м²·с).

В основу методики теплотехнического расчета положена замена реального процесса охлаждения и осушки воздуха условным процессом сухого охлаждения воздуха, описываемого безразмерными теплотехническими характеристиками, рисунок 4.7.

Известно, что при сухом охлаждении без выпадения конденсата водяных паров воздух отдает только явное тепло $Q_{я}$ и температура его уменьшается. При охлаждении с осушкой воздух отдает холодной поверхности (т.е. воде) не только явное тепло, но и скрытое $Q_{ск}$, которое выделяется при конденсации. Таким образом, при сухом охлаждении изменение энтальпии отражает количество отданного воздухом $Q_{я}$, а при процессе охлаждения с осушкой – полный теплообмен (т.е. $Q_{я} + Q_{ск}$). Значит при замене реального процесса с выделением влаги полный теплообмен заменяют эквивалентным явным, в котором (т.е. $Q_{я}$ и $Q_{п}$) отражается температурой.

Для построения условного процесса на I-d диаграмме изображается линия Н-В реального процесса, полученная соединением точек В и Н, соответствующим начальному ($t_{в}$, $I_{в}$) и конечному ($t_{к}$, $I_{к}$) состоянию воздуха. Продолжив линию от НВ до пересечения с кривой $\varphi = 100\%$ (точка Т) и проведя через нее $d = \text{const}$ до пересечения с изоэнтальпиями $I_{н} = \text{const}$ и $I_{к} = \text{const}$, получают отрезок Н^РК^Р – соответствующий условному процессу сухого охлаждения. Точки Н^Р и К^Р являются расчетными (рисунок 4.7).

В графоаналитическом методе расчета используются теплотехнические характеристики выраженные относительными перепадами температур по воздуху $\Theta_{в}$ и по воде Θ_{w} .

Относительный перепад температур, для процессов без осушки

$$\Theta_{в} = (t_{к} - t_{н}) / (t_{н} - t_{wн}), \quad (4.9)$$

$$\Theta_{w} = (t_{wк} - t_{wн}) / (t_{н} - t_{wн}); \quad (4.10)$$

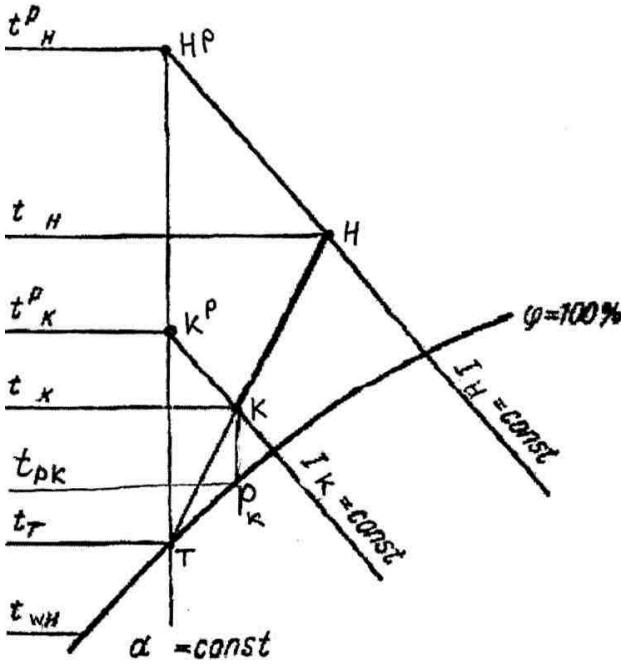


Рисунок 4.7 Построение условного процесса сухого охлаждения

Для процессов с выделением влаги рекомендуется использовать зависимости

$$\Theta_B = \frac{I_H - I_K}{I_H - rd_T - ct_{WH}}, \quad (4.11)$$

$$\Theta_W = \frac{t_{WH} - t_{WK}}{(I_H - rd_T) / c - t_{WH}}, \quad (4.12)$$

где c – теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К), $c = 1,006$ кДж/(кг·К);

r – теплота парообразования, кДж/кг, при нормальных физических условиях испарения $r = 2477$ кДж/кг;

d_T – влагосодержание в точке Т, г/кг;

t_{WH} – начальная температура воды (холодоносителя), °С.

Если реальный процесс НК заменен условным «сухого» охлаждения HPK^p , то $\Theta_B^p = \Theta_B$ можно определить по формуле 4.11 или по формуле

$$\Theta_B^p = (t_K^p - t_H^p) / (t_H^p - t_{WH}). \quad (4.13)$$

Начальную температуру воды $t_{wн}$ выбирают из реальных возможностей, а так же из условия $t_T - t_{wн} = 3 \dots 5$ °С для режимов с влаговыделениями; $t_T - t_{wн} = 3 \dots 6$ °С для режимов без влаговыделения.

Относительные перепады температур Θ_v и Θ_w зависят от площади теплопередающей поверхности ВО, массовых расходов воздуха и воды, схем обвязки базовых теплообменников по фронту и по ходу воздуха. Расчетные зависимости для вычисления Θ_v и Θ_w ВО, состоящих из группы базовых теплообменников, сложны и громоздки. Поэтому для упрощения выбора воздухоохладителей ВНИИкондиционером разработаны теплотехнические характеристики установок ВО в виде графиков зависимостей $\Theta_w(\Theta_v)$, представленные на номограммах (рисунки 4.8...4.10).

Графики зависимостей $\Theta_w(\Theta_v)$ расположенные в одном квадранте координатной плоскости, построены для воздухоохладителей блоков тепломассообмена БТМ-2 и блоков теплоутилизации БТЧ-3 и БТОЧ-3 кондиционеров КТЦЗ производительностью от 10 до 250 тыс, м³/ч с числом рядов трубок $n=1-8$. Обозначения кривых $\Theta_w(\Theta_v)$ на номограммах рисунков 4.8...4.10 приведены в таблице 4.4.

Кривые $\Theta_w(\Theta_v)$ построены при значениях скоростей холодоносителя в трубках ω ВО от 0.1 до 2 м/с (верхние концы кривых соответствуют меньшим значениям скоростей, нижние большим) при относительных расходах $\bar{G}_v = G_v / G_v^{ном}$ равных 0.64, 0.8, 1.0, 1.25 [1].

Выбор номограммы на рисунках 4.8...4.10 производится в зависимости от заданного типоразмера кондиционера КТЦ-3 и схемы обвязки по теплоносителю (см. таблицу 4.1). Выбор кривой на номограмме осуществляется с учетом условного обозначения кривых по \bar{G}_v , в зависимости от числа рядов в соответствии с таблицей 4.4.

Таблица 4.4 Обозначение кривых $\Theta_w(\Theta_v)$ на номограммах рисунков 4.8...4.10

| Число рядов трубок по ходу воздуха теплообменников | Обозначение кривых $\Theta_w(\Theta_v)$ | | | | | | | | | |
|-----------------------------------------------------------|-----------------------------------------|-----|---|-----|-----|-----|-------|-------|---------|---------|
| | 1 | A | 2 | B | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Общее | 1 | 1,5 | 2 | 2,5 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Последовательно в каждом из установленных теплообменников | 1 | 1,5 | 2 | 2,5 | 1+2 | 2+2 | 1+2+2 | 2+2+2 | 2+2+2+2 | 2+2+2+2 |

На выбранной номограмме проводят вертикальную линию расчетного значения Θ_B^p , соответствующего условному процессу охлаждения, до пересечения с кривыми $\Theta_w(\Theta_B)$ различной рядности при заданном \bar{G}_B . Каждая из точек пересечения обеспечивает заданную холодопроизводительность в ВО с различным числом рядов трубок. Выбор оптимального варианта определяется на основании технико-экономического сравнения.

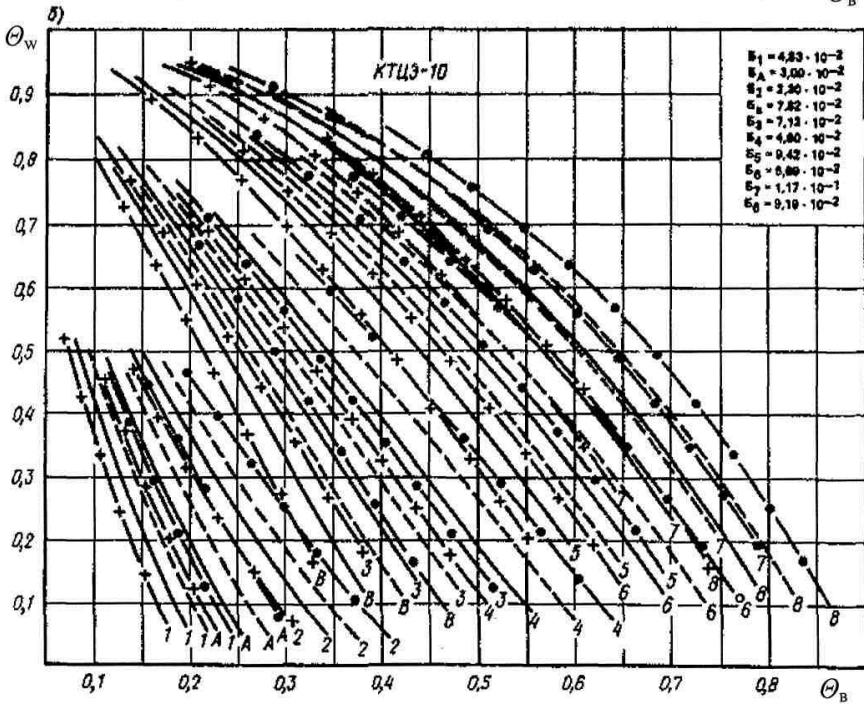
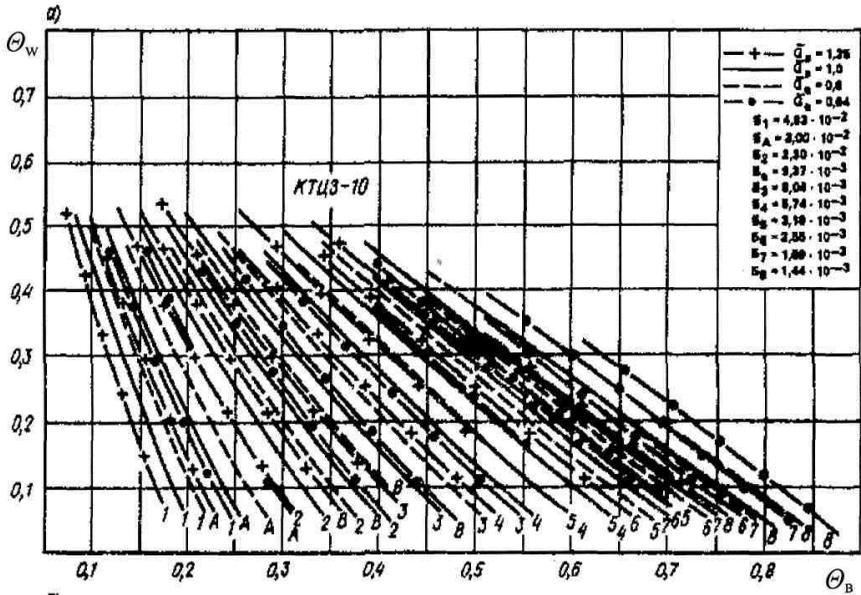
Расход воды W для каждого варианта определяют по формуле

$$W = G_B \frac{c_B \theta_B^p}{c_w \theta_w}, \quad (4.14)$$

где θ_w – ордината точки пересечения вертикальной линии $\Theta_B^p = const$ с выбранной зависимостью $\Theta_w(\Theta_B)$.

Конечную температуру воды $t_{wк}$ вычисляют по формуле

$$t_{wк} = t_{wн} + \Theta_w(t_H^p - t_{wн}) \quad (4.15)$$



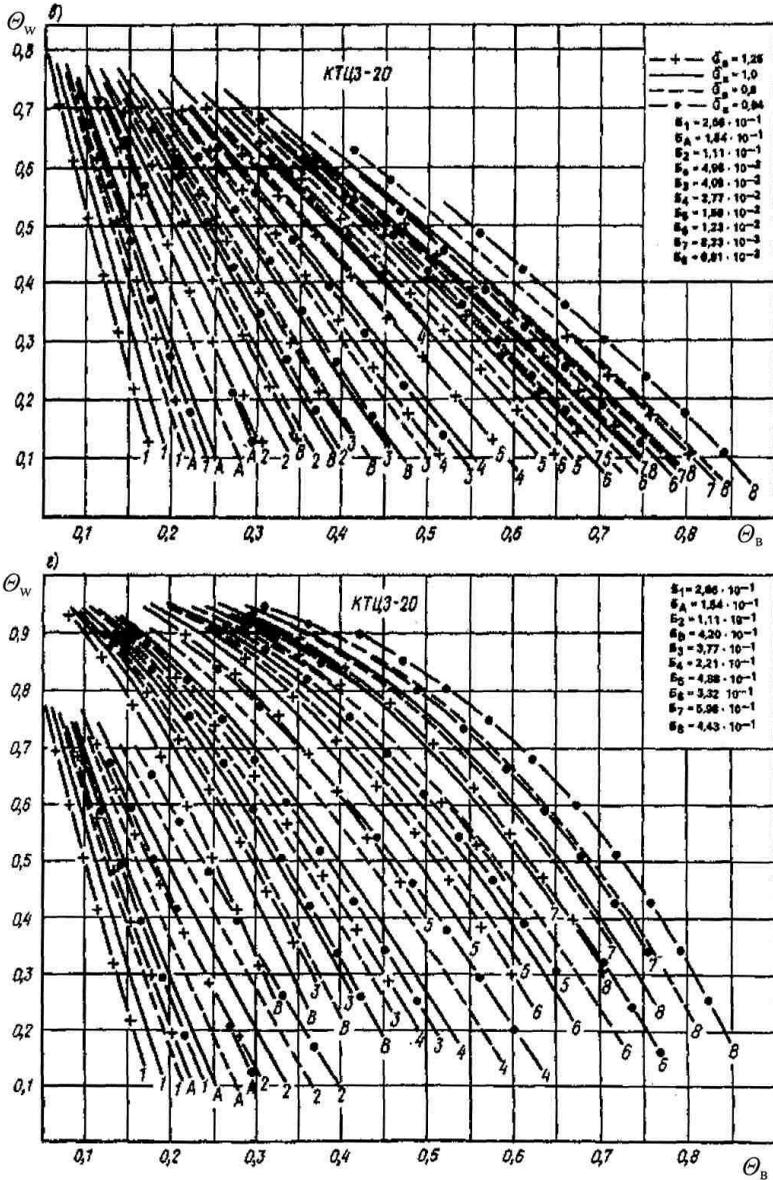
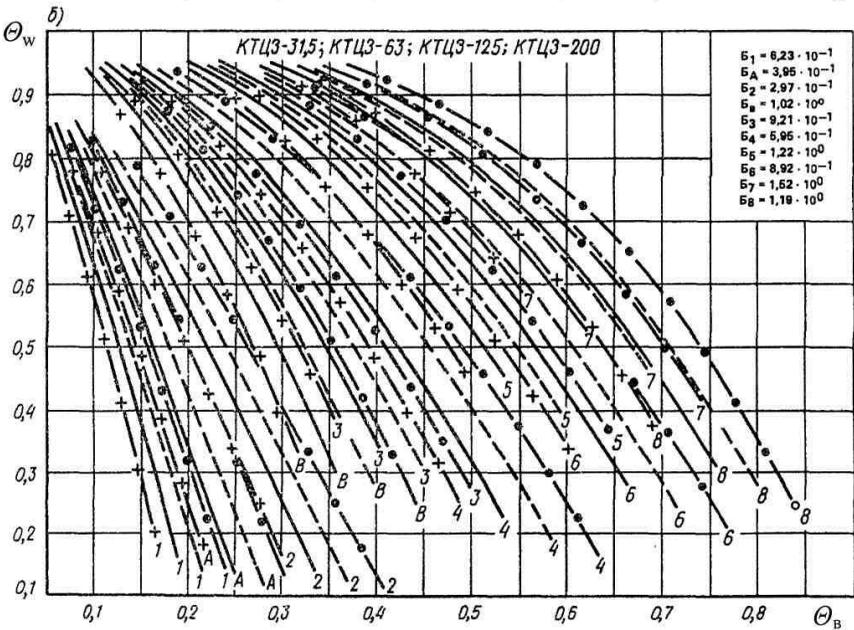
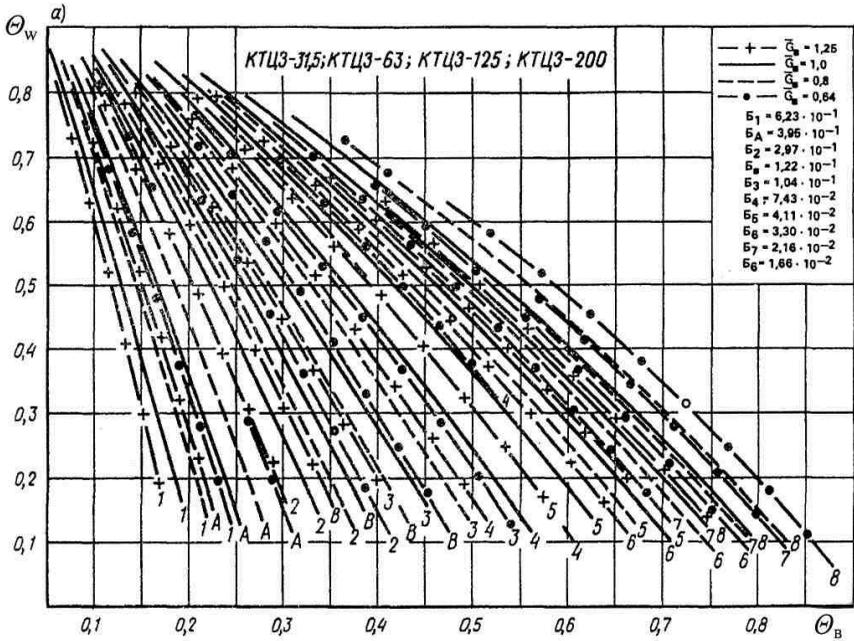


Рисунок 4.8 Теплотехнические и гидравлические характеристики теплообменников кондиционеров КТЦ-3-10 и КТЦ-3-20 с параллельной схемой обвязки (а, в) и последовательно-противоточной (б, г)



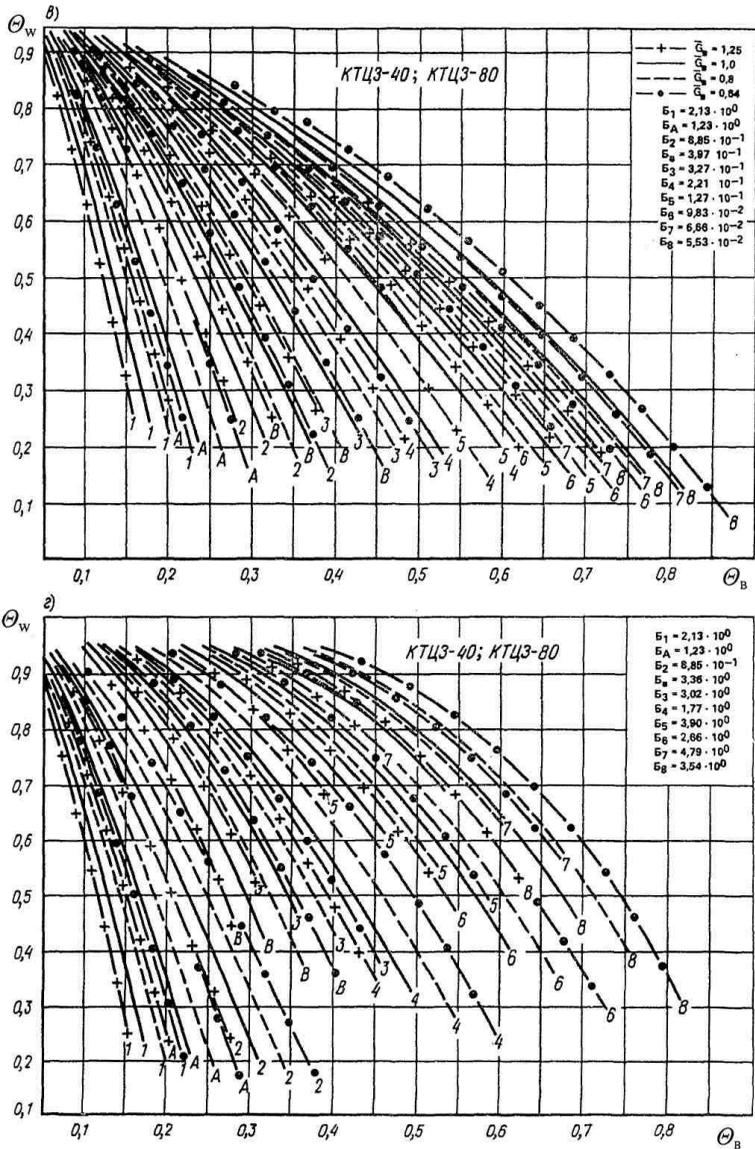
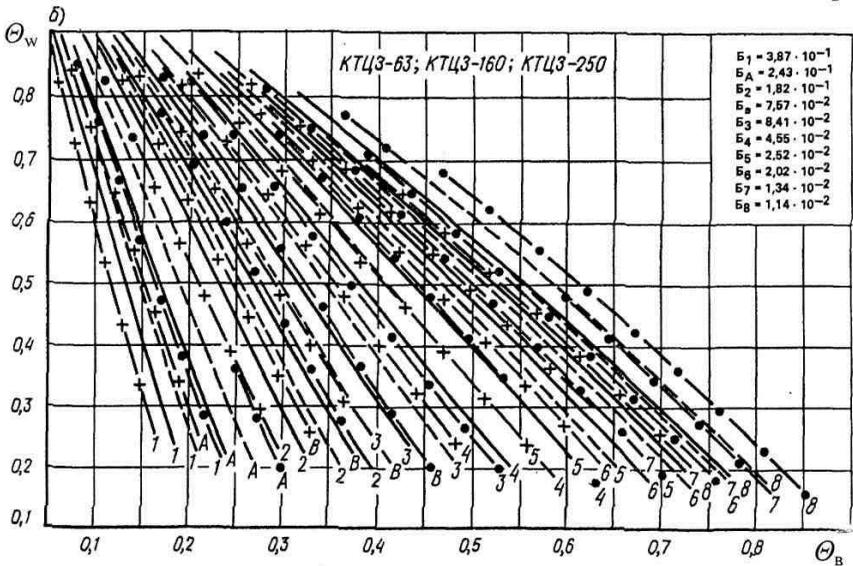
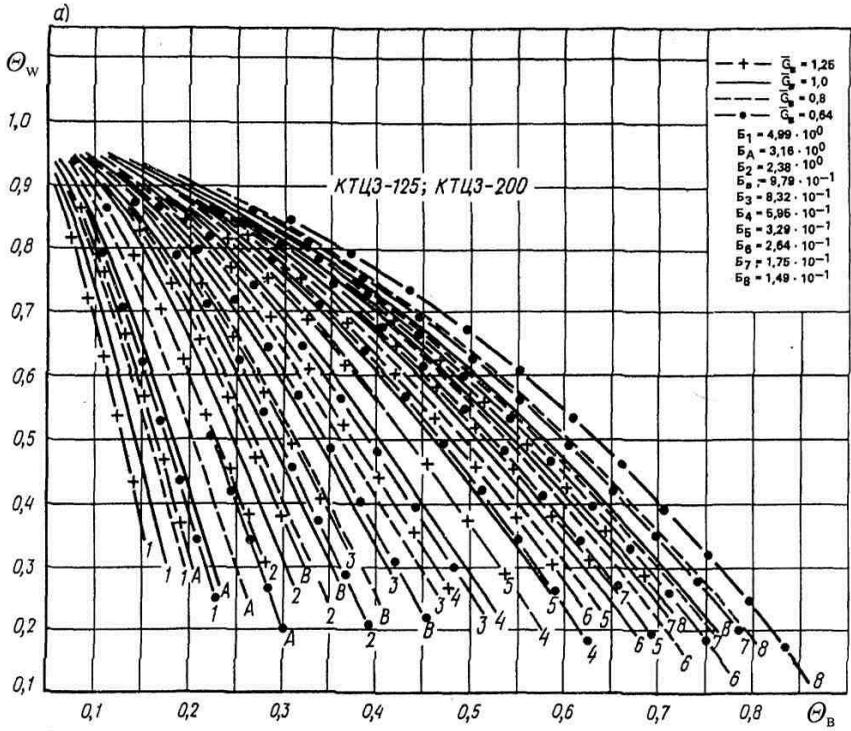


Рисунок 4.9 Теплотехнические и гидравлические характеристики теплообменников кондиционеров КТЦ-3-31,5; КТЦ-3-40; КТЦ-3-63; КТЦ-3-80; КТЦ-3-125; КТЦ-3-200 с параллельной схемой обвязки (а, в) и последовательно-противоточной (б, з)



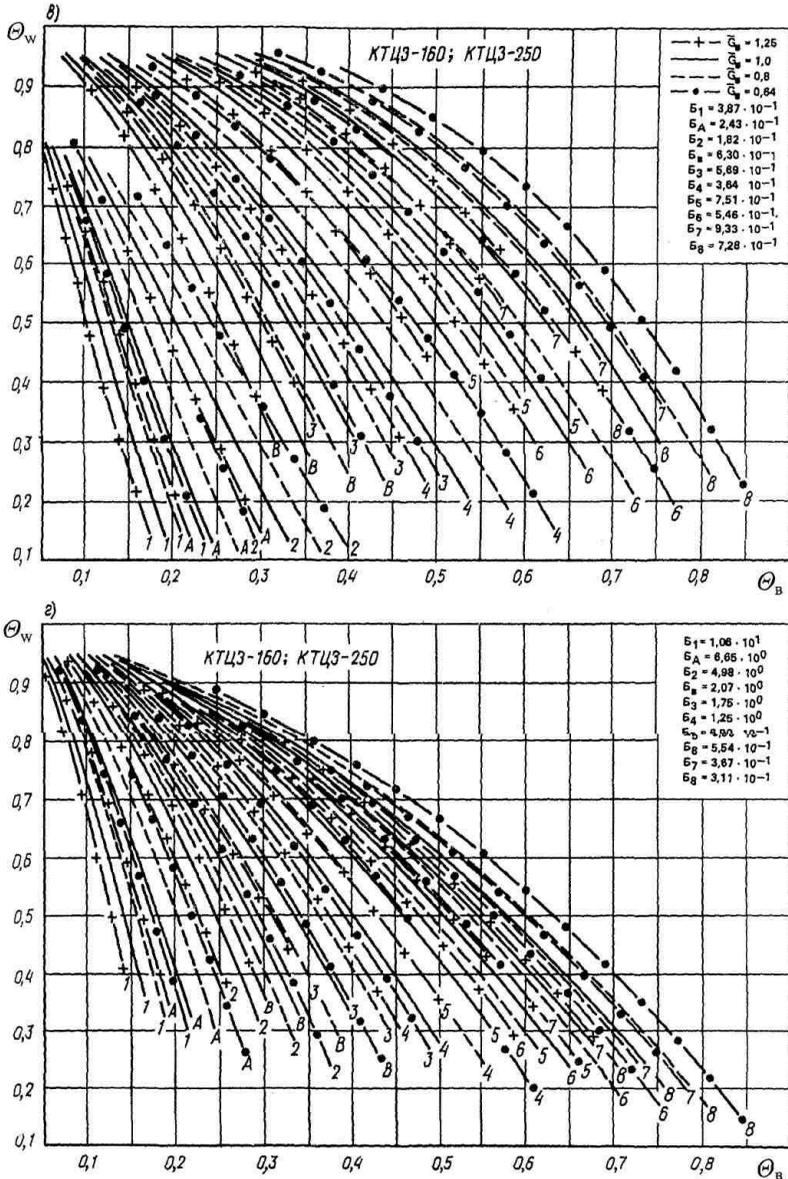


Рисунок 4.10 Теплотехнические и гидравлические характеристики теплообменников кондиционеров КТЦЗ-63; КТЦЗ-125; КТЦЗ-160; КТЦЗ-200; КТЦЗ-250; КТЦЗ-200 (а, б, в, г – см. в таблице 4.1)

Потери давления по воздуху в теплообменниках определяются по графику рисунок 4.11 в зависимости то массовой скорости воздуха во фронтальном сечении $\vartheta\rho = G/3600 \cdot f_{\text{в}}$, где $f_{\text{в}}$ принимается по таблице 4.2.

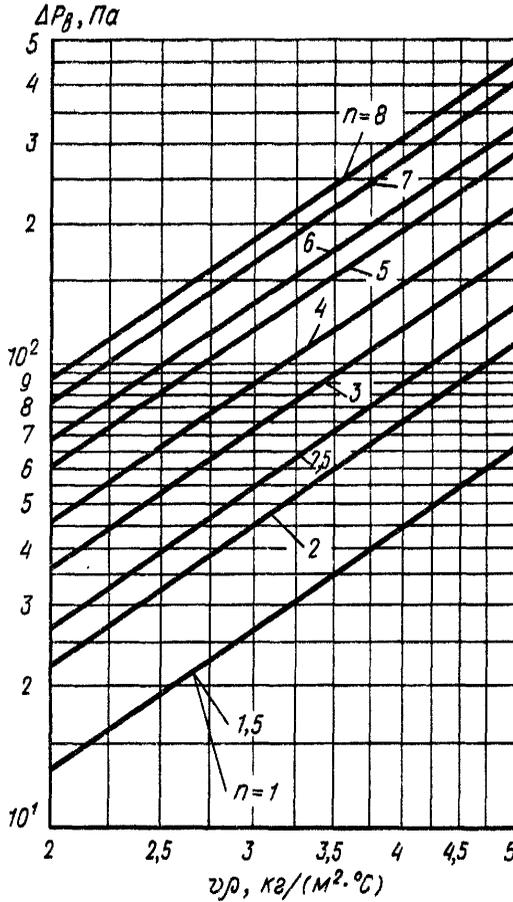


Рисунок 4.11 Потери давления по воздуху теплообменниках кондиционеров КТЦ-3 с различным числом рядов

В блоках тепломассообмена БТМ-2 дополнительно учитываются потери давления в оросительной системе и в каплеуловителях $P_{\text{в}}^{\text{к}}$, Па

$$\Delta P_{\text{в}}^{\text{к}} = 7,72 (\vartheta\rho)^2 \quad (4.16)$$

В режимах с влаговыделением P_B^K увеличивается в 1,6 раза. Гидравлическое сопротивление ΔP_w , кПа, определяется по формуле

$$\Delta P_w = B \left(\frac{\Theta_B^p}{\Theta_w} \right)^2 \cdot \bar{G}_B^2 \cdot 98,1 \quad (4.17)$$

Значение коэффициентов гидравлического сопротивления приводится на номограммах.

Выбор и расчет поверхностных воздухоохладителей КТЦЗ следует выполнять в соответствии с порядком, который приведен на блок-схеме рисунок 4.12.

Расчет воздухоохладителей многовариантен в зависимости от условий, которыми задаются в процессе расчета: например типоразмер кондиционера выбран $\bar{G}_B > 1,25$; (блок 2), неудачно выбрана начальная $t_{wн}$ (блок 4), неудачно задались числом рядов трубок по ходу воздуха «n» (блок 7). Поэтому расчеты следует повторить, начиная либо с блока 2, блока 4 или блока 7.

Пример расчета 4.1

Прямая задача. Требуется определить типоразмер ВО к кондиционеру КТЦ-3, выбрать схему обвязки по теплоносителю, рассчитать расход холодоносителя (воды) W , начальную и конечную температуру его $t_{wн}$, $t_{wк}$, потери давления по воздуху ΔP_B и по воде ΔP_w .

Расчет производится в последовательности, которая представлена в виде блок-схемы на рисунке 4.12.

1. Исходные данные: Кондиционер КТЦ-3; расход воздуха $L = 7000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($G_B = 84000 \text{ кг/ч}$); начальные и конечные параметры воздуха $t_n = 24 \text{ }^\circ\text{C}$, $I = 55 \text{ кДж/кг}$, $t_k = 14 \text{ }^\circ\text{C}$, $I = 37 \text{ кДж/кг}$; располагаемый перепад давления по воздуху $\Delta P = 99,3 \text{ Па}$.

2. Принимается к установке кондиционер КТЦЗ-80 с номинальной производительностью $L_B^{\text{НОМ}} = 80000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($G_B^{\text{НОМ}} = 96000 \text{ кг/ч}$). Относительный расход воздуха определяется по формуле

$$\bar{G}_B = G_B / G_B^{\text{НОМ}} = 84000 / 96000 = 0,875.$$

Такое значение \bar{G}_B находится в рекомендуемых пределах, при которых составлены номограммы для расчета.

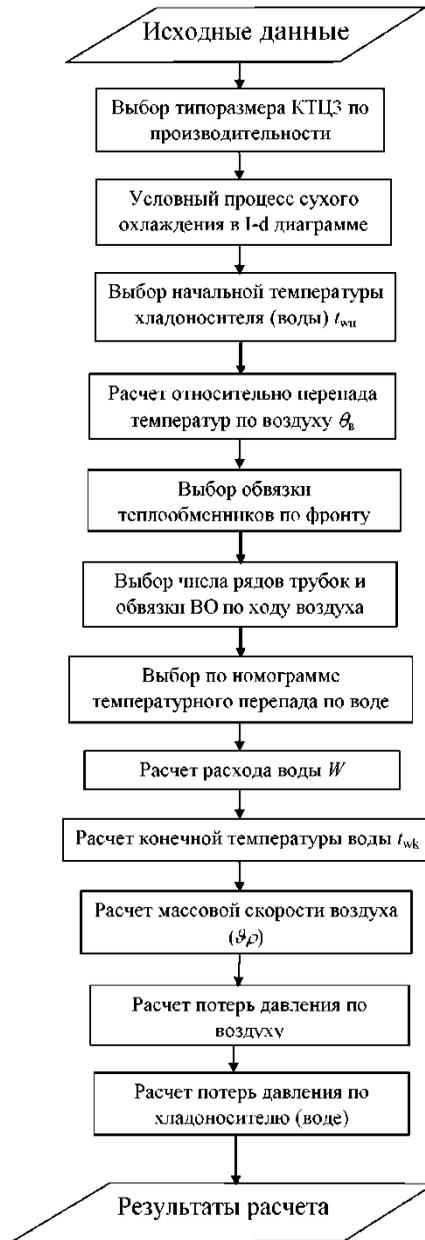


Рисунок 4.12 Блок-схема расчета поверхностных воздухоохладителей

3. На I-d диаграмме строится условный процесс сухого охлаждения (рисунок 4.13) и определяются значения

$$t_H^p = 34^\circ\text{C}, t_K^p = 16,8^\circ\text{C}, t_T = 10^\circ\text{C}, d_T = 8 \text{ г/кг.}$$

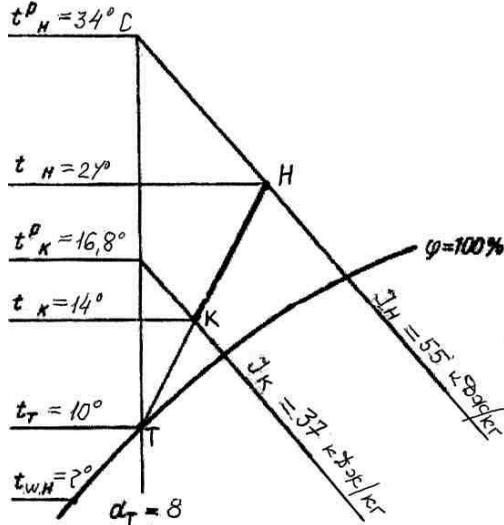


Рисунок 4.13 Построение условного процесса охлаждения для примера 4.1

4. Начальная температура воды принимается из условия

$$t_T - t_{wH} = 3-6^\circ\text{C}, \quad t_{wH} = 7^\circ\text{C}.$$

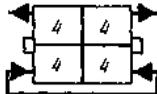
5. Относительный перепад температур по воздуху определяется по формуле 4.13 или 4.11

$$\Theta_B^p = (34 - 16,8) / (34 - 7) = 0,637$$

или

$$\Theta_B = \frac{55 - 37}{55 - 2,477 \cdot 8 - 1,7} = 0,639 \approx 0,64$$

6. Вариант обвязки по фронту принимается рекомендуемый (типовая) в соответствии с таблицей 4.1 и 4.2 т.е. по фронту 4 теплообменника высотой 1,25 м индекс 08.02124 или 08.02224, где третья цифра означает число рядов трубок, принят двухрядный базовый теплообменник.



7. Ориентировочно принято максимальное число последовательно установленных по воздуху 3 ряда двухрядных ВО т.е. общее число рядов труб по воздуху $n = 6$ и схему обвязки по ходу воздуха параллельная для которой соответствует расчетная номограмма рисунок 4.14.

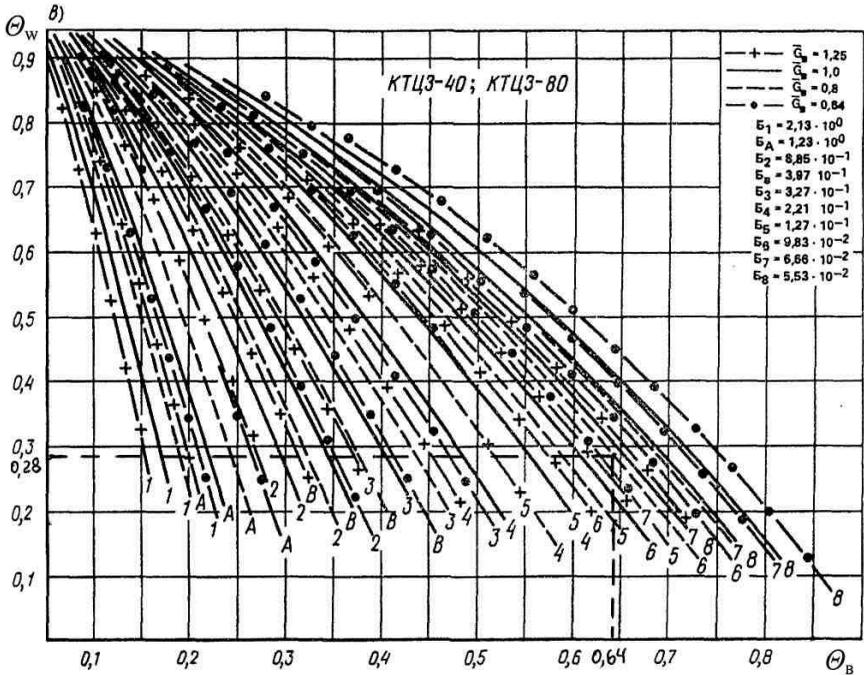


Рисунок 4.14 Расчетная номограмма

8. По выбранной номограмме определяется температурный перепад по воде, Θ_w для чего на номограмме проводим вертикальную линию $\Theta_B^p = 0,64$ до пересечения с кривой $\Theta_w(\Theta_B)$ при $\bar{G}_B = 0,875$. Для ВО с числом рядов трубок $n = 6$, $\Theta_w = 0,28$, $B = 9,83 \cdot 10^{-2} = 0,0983$.

9. Расход воды по формуле 4.14 равен

$$W = 84000 \frac{1,006 \cdot 0,64}{4,187 \cdot 0,28} = 46131 \text{ кг/ч.}$$

10. Конечная температура воды вычисляется по формуле 4.15

$$t_{\text{вк}} = 7 + 0,28(34 - 7) = 14,56 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

11. Массовая скорость воздуха во фронтальном сечении $t_{\text{в}} = 8,28$ (по таблице 4.1)

$$g_p = 84000 / (3600 \cdot 8,28) = 2,83 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

12. Потери давления по воздуху в теплообменника блоках БТМ кондиционера КТЦЗ по графику рисунок 4.11 при $g_p = 2,83 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ и $n = 6$ $\Delta P_{\text{в}} = 130 \text{ Па}$, с учетом дополнительных потерь $\Delta P_{\text{в}}^{\text{к}} = 62 \text{ Па}$

$$\Delta P_{\text{в}}^{\text{ог}} = 13, + 62 = 192 \text{ Па}.$$

13. Потери давления по воде $\Delta P_{\text{в}}$ по формуле 4.17

$$\Delta P_{\text{в}} = 0,098 \cdot (0,64 / 0,28)^2 \cdot 0,875^2 \cdot 98,1 = 38,4 \text{ Па}$$

Результаты расчета. Заданные параметры воздуха обеспечиваются при установке в три ряда (по ходу воздуха) по 2, двухрядных теплообменника при параллельном соединении ВО при расходе воды $W = 46181 \text{ кг/ч}$ с температурой воды начальной $t_{\text{вн}} = 7 \text{ } ^\circ\text{C}$ и конечной $t_{\text{вк}} = 14,56 \text{ } ^\circ\text{C}$.

5 ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ АГРЕГАТЫ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ БЛОКИ КТЦЗ

Вентиляторные агрегаты предназначены для перемещения воздуха в центральных кондиционерах и подачи его к местам потребления. Во всех кондиционерах применяются радиальные вентагрегаты. В кондиционере КТЦЗ-10 применяется вентагрегат по первой схеме исполнения ГОСТ 5976-73 типа ВЦ4-75-6,3 (№6,3) с промежуточным рядом рабочих колес: 0,95Дном, 4,0Дном, 1,05Дном, 1,1Дном. Диаметр рабочего колеса 1,0Дном = 630 мм.

В кондиционере КТЦЗ-20 применяется вентагрегат по шестой схеме исполнения ГОСТ 5976-73 типа ВЦ4-76-8 (№8).

В кондиционерах КТЦЗ-3-31.5...КТЦЗ-3-125 применяются вентагрегаты одностороннего всасывания по шестой схем исполнения: ВК-Ц4-75-11,2 (№11,2) для КТЦЗ-3-31,5 и КТЦЗ-3-40, ВК-Ц4-75-16 (№16) для КТЦЗ-3-63 и КТЦЗ-3-80, ВК-Ц4-75-20 (№20) для КТЦЗ-3-125.

В кондиционерах КТЦЗ-3-160, КТЦЗ-3-200, КТЦЗ-3-250 применяются вентагрегаты по седьмой схеме исполнения типа Ц4-75 двухстороннего всасывания: ВК-Ц4-75-16/2 (№16/2) для КТЦЗ-3-160, ВК-Ц4-75-20/2 (№20/2) для КТЦЗ-3-200 и КТЦЗ-3-250.

Вентагрегаты имеют корпус, раму с пружинными виброизоляторами, привод с электродвигателем и клиноременной передачей (кроме вентагрегата для КТЦЗ-10, где рабочее колесо находится непосредственно на валу приводного двигателя), узел вала рабочим колесом.

Для регулирования воздухопроизводительности все вентагрегаты одностороннего всасывания имеют по одному осевому направляющему аппарату, двухстороннего всасывания - по два направляющих аппарата. Направляющие аппараты вентагрегатов одностороннего всасывания могут изготавливаться как с ручным так и с электроприводом. В качестве электрического привода применяется исполнительный механизм МЭО-40/63-0,25-82. Направляющие аппараты вентагрегатов двухстороннего всасывания №16/2 и №20/2 конструктивно встроены внутри всасывающих патрубков и приводятся в действие системой рычагов и валов от одного электрического привода МЭО-250/63-0,25-84.3.

Габаритные размеры вентиляторных агрегатов даны в таблице 5.1 и на рисунке 5.1, согласно [1].

В вентиляторах, представленных на рисунке 5.1, показано разное соединение вентиляторов с электродвигателем:

- вентилятор №6,3 (а) – на одном валу с электродвигателем;
- вентилятор №8 (б) – ременная передача, двигатель размещен на раме под валом;
- вентиляторы №12, 16, 20 (в) – ременная передача, двигатель размещен на раме в стороне от вала.

Технические характеристики вентиляторных агрегатов приведены в Приложении III таблица III.22 справочника проектировщика [Павлов].

Фильтры воздушные. Фильтры воздушные ФР1-3 предназначены для очистки воздуха, поступающего в кондиционер, от атмосферной пыли при среднегодовой запыленности воздуха до 1 мг/м^3 и кратковременной запыленности до 10 мг/м^3 . Фильтры не предназначены для очистки воздуха от волокнистой пыли.

Эффективность очистки воздуха с материалом ФРНК-ПГ не менее 88%, с материалом ИФП-1 не менее 90%.

Удельная воздушная нагрузка на фронтальное сечение фильтра: номинальная - 10000, максимальная - $12\,500 \text{ м}^3/(\text{ч} \cdot \text{м}^2)$.

Фильтры воздушные ФР2-3 предназначены для очистки воздуха, поступающего в кондиционер, от атмосферной и волокнистой пыли при среднегодовой запыленности 1 мг/м^3 и кратковременной запыленности до 10 мг/м^3 .

Эффективность очистки воздуха от минеральной пыли 88%, от волокнистой - 98%.

Удельная воздушная нагрузка на фронтальное сечение фильтра: номинальная - 10000, максимальная - $12\,500 \text{ м}^3/(\text{ч} \cdot \text{м}^2)$.

Фильтры воздушные ФС-3 предназначены для очистки воздуха от пыли в системах кондиционирования и приточной вентиляции при запыленности воздуха до 10 мг/м^3 .

Фильтры не предназначены для очистки воздуха от волокнистой пыли и для кондиционеров максимальной производительности.

Для смачивания фильтрующих сеток в качестве замасливателя применяются масла: масло висциновое с температурой застывания минус $20 \text{ }^\circ\text{C}$ (ГОСТ 7611-75*); масло индустриальное И-12А, И-20А с температурой застывания минус $30 \text{ }^\circ\text{C}$ (ГОСТ 20799-75 *); масло приборное МВП с температурой застывания минус $60 \text{ }^\circ\text{C}$ (ГОСТ

1805-76*).

При выборе фильтров ФР (для очистки от атмосферной пыли, в том числе и от волокнистой пыли) или ФС (для очистки воздуха, не содержащего волокнистой пыли). Находится продолжительность работы фильтра τ до регенерации или замены фильтрующего материала

$$\tau = 10^3 \cdot q_k / (L_\phi \cdot c_n \cdot \eta), \quad (5.1)$$

где q_k – конечная пылеемкость материала, $\text{г}/\text{м}^2$, для ФР – $q_k = 300 - 800 \text{ г}/\text{м}^2$; для ФС – $q_k \leq 1200 \text{ г}/\text{м}^2$;

c_n – начальная запыленность воздуха, $\text{мг}/\text{м}^3$. Принимается для зданий, расположенных в промышленных районах крупных городов $c_n - 1 \text{ мг}/\text{м}^3$; для жилых районов крупных городов $c_n - 0,5 \text{ мг}/\text{м}^3$;

η – коэффициент очистки, ФР – $\eta = 0,88-0,98$; ФС – $\eta = 0,8$;

L_ϕ – удельная воздушная нагрузка на фронтальное сечение фильтра, $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

Рассчитывается число суток работы фильтра

$$n_{\text{сут}} = \tau / \tau_{\text{сут}}, \quad (5.2)$$

где $\tau_{\text{сут}}$ – число часов работы фильтра в сутки.

Начальное аэродинамическое сопротивление фильтра ФС – 60 Па, конечное – $\Delta P_\phi = 100$ Па; начальное аэродинамическое сопротивление фильтра ФР – 60 Па, конечное – $\Delta P_\phi = 300$ Па.

Приемные блоки. Блоки приемные изготавливаются двух типов: прямоточные и смесительные. Блоки приемные прямоточные предназначены для приема, регулирования и распределения по живому сечению объема наружного воздуха, поступающего в кондиционер. Блоки приемные смесительные предназначены для приема, регулирования, смешения и распределения по живому сечению объема смеси наружного и рециркуляционного воздуха, поступающего в кондиционер. Блоки приемные прямоточные и смесительные состоят из камеры обслуживания (камеры воздушной), камеры выравнивания, клапанов воздушных для наружного и рециркуляционного воздуха, вставок, листов присоединительных, стенок и опор. По типу привода воздушных клапанов блоки поставляются: прямоточные с электроприводом БПЭ-3; прямоточные с пневмоприводом БПП-3; смесительные с электроприводом БСЭ-3; смесительные с пневмоприводом БСП-3. Аэродинамическое сопротивление приемных блоков при номинальной производительности кондиционера не более 70 Па.

Секции обслуживания. Камеры КО-3 предназначены для формирования воздушного потока и обслуживания соседнего оборудования в кондиционере. В дне камеры имеется сливной патрубок для отвода конденсата, образующегося в приемных блоках при поступлении холодного воздуха в кондиционер, или отвода влаги, попадающей в камеру обслуживания из соседнего оборудования (камеры орошения, блока теплообмена или блока теплоутилизации).

Секции смесительные. Камеры воздушные КВ 0,5-3; КВ 1-3 предназначены для смешения воздушных потоков и обслуживания соседнего оборудования. Камеры состоят из передней и задней стенок; патрубка, дна и опор. Дно имеет сливной патрубок с пробкой. В камерах воздушных кондиционеров КТЦЗ-10...КТЦЗ-250 на передней стенке имеются герметичная дверка, муфты для установки контрольных приборов и светильник. Камеры воздушные шириной 565 мм обозначаются КВ 0.5-3; шириной 1080 мм - КВ 1 -3.

Секции соединительные. Блоки присоединительные обеспечивают вход обработанного в кондиционере воздуха в вентиляторные агрегаты. Блоки присоединительные подразделяются на блоки присоединительные вентагрегатов одностороннего всасывания БП1-3 и блоки присоединительные вентагрегатов двухстороннего всасывания БП2-3. Блок присоединительный БП1-3 состоит из передней и задней стенок, потолка, дна, опор и переходной стенки к вентагрегату с мягкой вставкой. Переходная стенка имеет круглое отверстие, переходящее в цилиндр, на котором одним концом закрепляется мягкая вставка, а другим концом она закрепляется к направляющему аппарату вентагрегатов кондиционеров КТЦ-3-10, КТЦ-3-20, КТЦ-3-31.5, КТЦ-3-40, КТЦ-3-63, КТЦ-3-80. Мягкая вставка присоединительного кондиционера КТЦ-3-125 одним концом закрепляется к цилиндрической части переходной стенки, а другим концом к фланцу, который в свою очередь крепится к направляющему аппарату. Применение мягкой вставки уменьшает передачу вибрации

6. СПЛИТ--СИСТЕМЫ

6.1 Характеристика сплит-систем

Для кондиционирования воздуха в жилых и общественных (например, в офисных) помещениях наибольшее применение получили СКВ со сплит-системами.

Название «сплит-система» происходит от английского split – расщеплять, разделять. Система разделена на два блока – *внутренний* и *внешний*. Внешний блок, где установлен компрессор, имеет повышенный уровень шума. Этот блок выносится наружу и устанавливается на стене здания, на крыше, чердаке, в подсобном помещении или на балконе (рисунок 6.1).

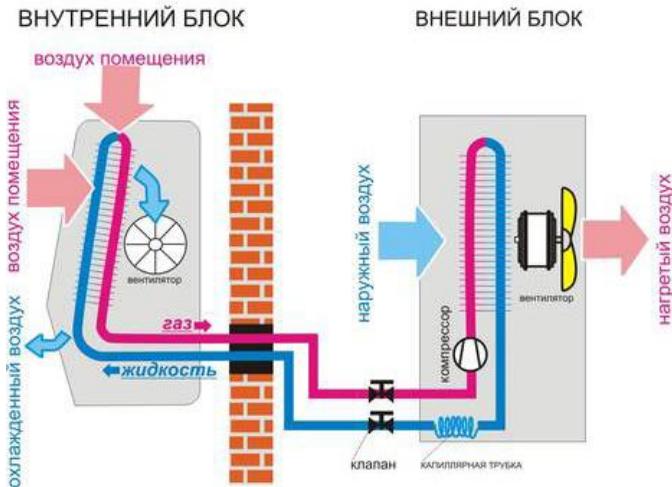


Рисунок 6.1 Схема сплит-системы

Внутренний блок, устанавливается непосредственно в кондиционируемом помещении и осуществляет охлаждение, а также создает необходимую подвижность охлаждённого воздуха внутри помещения.

И в наружном, и во внутреннем блоке имеются теплообменники и вентиляторы. В наружном блоке кроме того установлен компрессор и терморегулирующий вентиль (ТРВ).

Принцип действия сплит-системы основан на использовании следующих термодинамических процессов: при испарении любая

жидкость поглощает тепло, а при конденсации пара – тепло выделяется; при сжатии газа он нагревается, а при расширении – его температура снижается.

Кондиционер представляет собой замкнутый герметически контур, внутри которого движется хладагент. Испаряясь в одном теплообменнике (испарителе) он поглощает тепло, а конденсируясь в другом (конденсаторе) он выделяет тепло. Принцип действия кондиционера сплит-системы в режиме «охлаждение» показан на рисунке 6.2.



Рисунок 6.2 Принцип работы кондиционера сплит-системы в режиме охлаждения

Газообразный хладагент (фреон) из испарителя (во внутреннем блоке) при $P = 3-5$ ат, $t = 10-20$ °С поступает в компрессор (во внешнем блоке), где он сжимается до $P = 15-20$ ат и при этом нагревается до $t = 70-90$ °С, после чего направляется в конденсатор, который обдувается с помощью вентилятора во внешнем блоке наружным воздухом, имеющим температуру ниже фреона.

При охлаждении фреон остывает до $t = t_n + 10-20$ °С и конденсируется. После ТРВ давление фреона снижается до $P = 3-5$ ат при этом он частично испаряется. Газо-жидкая смесь поступает в испаритель внутреннего блока, где испаряясь охлаждается до $t < t_n'$ вследствие чего воспринимает тепло внутреннего воздуха, которым обдувается испаритель с помощью вентилятора во внутреннем блоке и направляется в компрессор. Сплит может работать и в режиме

нагрева внутреннего воздуха. Принцип действия кондиционера сплит-системы в режиме «нагрева» показан на рисунке 6.3.

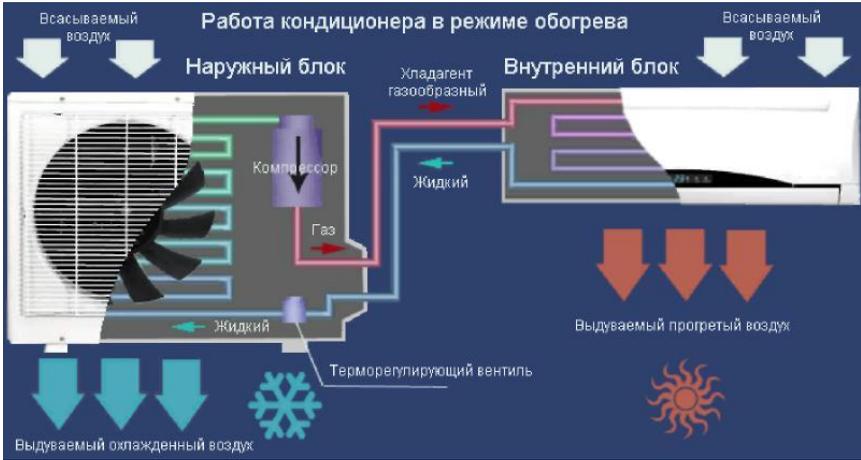


Рисунок 6.3 Принцип работы кондиционера сплит-системы в режиме нагрева

Режим нагрева осуществляется путем изменения движения фреона в обратном направлении. При этом режиме конденсатор и испаритель меняются ролями, в наружном блоке фреон испаряется, охлаждается ниже t_n , поэтому воспринимает тепло наружного воздуха. Таким образом, кондиционер работает как «тепловой насос». Этот режим целесообразно применять при $t_n \geq 5^\circ\text{C}$.

Так как в кондиционере холод и тепло не производятся, а происходит перенос тепла, то выдача тепла или холода примерно в 3 раза больше, чем потребляемая сплитом электроэнергия.

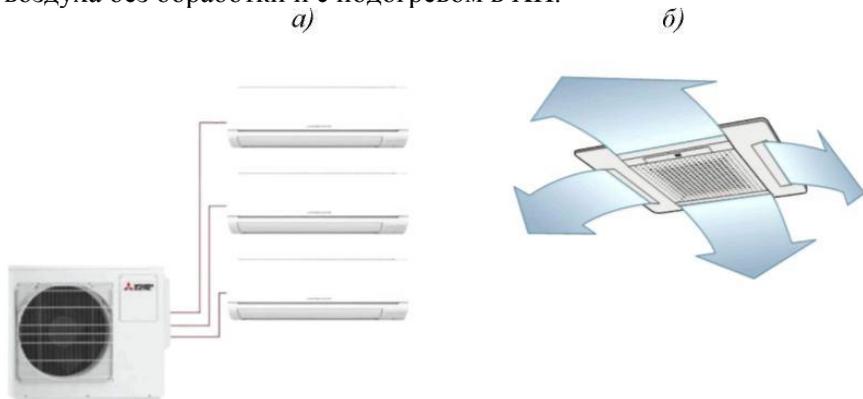
Внутренние блоки могут быть:

- настенные 1,5-7,0 кВт; (рис. 6.4а);
- напольно-потолочные 4,0-12,0 кВт;
- колонные 5,0-14,5 кВт;
- кассетные 5-14,0 кВт; (рис. 6.4б)

Недостатками таких кондиционеров можно считать невозможность подачи свежего наружного воздуха в помещение. Организовывать подмес свежего воздуха от 10 до 20% позволяют модели кассетные (в настоящее время не поставляются).

Поэтому кроме сплит-систем в помещении должна быть предусмотрена приточная система вентиляции с подачей в ТП наружного

воздуха без обработки и с подогревом в ХП.



а) настенные с одним наружным и тремя внутренними блоками (мульти-сплит-система); б) внутренний блок кассетного (потолочного) кондиционера.

Рис.6.4 Бытовые кондиционеры сплит-систем

Наибольшее распространение получили кондиционеры с внутренними блоками настенного типа. В таких кондиционерах к одному наружному блоку подключается один или несколько (от 2 до 7) внутренних блоков (рисунок 6.4а) мульти-сплит-систем.

Мульти-сплит-система может применяться для кондиционирования нескольких автономных помещений.

Основные технические характеристики кондиционера с внутренним блоком настенного типа GR фирмы DELONGHI приведены в табл. 6.1.

При проектировании СКВ со сплит-системами требуется:

- определить требуемую холодопроизводительность сплит-системы для каждого помещения с кондиционируемым климатом;
- выбрать тип кондиционера, число и место установки наружных и внутренних блоков;
- определить расход приточного воздуха, из расчета минимального количества наружного воздуха на одного человека согласно СП [1]
- подобрать типовую современную приточную камеру;
- в графической части проекта, показать марку кондиционера, место размещения внутренних и наружных блоков, тип и размещение приточной камеры, воздуховоды и ВР приточных и вытяжных систем.

Таблица 6.1 Техническая характеристика настенных кондиционеров серии GR фирмы DELONGI

| Модели | | CP10 | CP20 | CP30 | CP40 | CPD2 |
|------------------------------|-------------------|------|------|------|------|--------|
| Производительность по холоду | Вт | 1891 | 2350 | 3520 | 5073 | 2x2350 |
| Потребляемая эл. мощность | Вт | 650 | 850 | 1248 | 1603 | 1600 |
| Удаление влаги (max) | л/ч | 1 | 1,5 | 1,8 | 2,2 | 3 |
| Производительность по теплу | Вт | 2052 | 2490 | 3528 | 5542 | 2x2490 |
| Потребляемая эл. мощность | Вт | 610 | 760 | 1204 | 1760 | 1520 |
| Потребляемый ток | А | 2,6 | 3,3 | 5,2 | 7,6 | 6,6 |
| Внутренний блок | | | | | | |
| Расход воздуха (max) | м ³ /ч | 320 | 320 | 570 | 640 | 640 |
| Уровень шума (max) | дБ | 35 | 35 | 38 | 38 | 35 |
| Размеры: | | | | | | |
| Длина | мм | 750 | 750 | 810 | 967 | 750 |
| Высота | мм | 270 | 270 | 300 | 300 | 270 |
| Глубина | мм | 175 | 175 | 195 | 195 | 175 |
| Внешний блок | | | | | | |
| Расход воздуха (max) | м ³ /ч | 950 | 950 | 1300 | 2200 | 2200 |
| Уровень шума (max) | дБ | 43 | 43 | 44 | 47 | 47 |
| Размеры: | | | | | | |
| Длина | мм | 660 | 660 | 660 | 800 | 800 |
| Высота | мм | 500 | 500 | 500 | 640 | 640 |
| Глубина | мм | 230 | 230 | 230 | 280 | 280 |

При выборе оборудования рекомендуется использовать каталоги производителей кондиционеров и приточных камер, в частности компании «НИМАЛ».

6.2. Определение ориентировочной холодопроизводительности сплитов

Существует несколько способов вычисления ориентировочной холодопроизводительности сплитов. Самый простой, но недостаточно достоверный - «расчет по площади». Более точный - «теплотехнический метод», учитывающий суммарные поступления тепла от разных источников.

Выбор кондиционера по площади обслуживания

При этом способе расчета апеллируют практическим критерием оценки - площадью помещения.

Усредненная холодопроизводительность (Q_x) сплита составляет 1 кВт на 10 м², обслуживаемого помещения. Это норма для жилых помещений с высотой потолка 2,5-3 м.

Например, для помещения площадью 22 м² подойдет сплит система $Q_x=2,2$ кВт.

Эта величина соответствует по британской теплотехнической системе единиц БТЕ (ВТИ).

1 кВт = 3412 БТЕ/ч, тогда $Q_x = 2,2 \times 3412 = 7506$ БТЕ.

Это по ВТИ – «семерка» (при $Q_x = 9000$ ВТИ – «девятка» и т.д).

Расчетная мощность повышается на 20% в следующих случаях

- расположение комнаты с солнечной стороны дома;
- наличие панорамных окон;
- размещение большого количества оргтехники, электроприборов.

Запас мощности охлаждения (Q_x) в 20% необходимо предусмотреть, если в помещении постоянно проживают или работают много людей.

Ориентировочный тепловой расчет

Это более точный метод расчета избытков тепла и соответственно потребной холодопроизводительности сплита, с учетом конструктивных и эксплуатационных особенностей помещения.

Определяющие факторы:

- габариты помещения;
- численность людей;
- предназначение помещения: спортзал, активная работа, отдых и т.д;
- тепловые источники, бытовое/офисное оборудование;
- наличие утепленных фасадов и кровли.

Мощность кондиционера сплит-системы определяется суммой тепlopоступлений т.е:

$$Q_x = Q_1 + Q_2 + Q_3, \quad (6.1)$$

где: Q_x – холодопроизводительность (итоговая мощность охлаждения, Вт);

Q_1 – тепlopоступления снаружи через конструктивные элементы помещения;

Q_2 – тепlopоступления от людей (явные плюс скрытые);

Q_3 – тепловыделения от техники.

Расчет Q_1

Теплопоступления снаружи через наружные ограждения за счет солнечной радиации и за счет разницы между температур t_n и t_v ориентировочно определяется по формуле:

$$Q_1 = q_1 \times V, \quad (6.2)$$

где V – объем помещения, м³;

q_1 – удельная тепловая характеристика, Вт/м³.

Значение q_1 зависит от ориентации окон и уровня естественной освещенности

40 – солнечная сторона (интенсивная инсоляция характерна для Юга, Ю-З и Ю-В ориентации)

35 – умеренная освещенность, восточной, западной и северо-западной стороны здания;

30 – преобладание затемненности в течение дня (наблюдается в помещениях, окна в помещениях выходят на север или северо-восток).

Рекомендуемые значения q_1 , предполагают небольшую площадь остекления – одно окно в комнате – 2м². Если окон больше по площади, то Q_1 следует увеличить на каждый квадратный метр свыше 2м²:

- 200-300 Вт – для солнечной стороны;
- 100-200 Вт – умеренная инсоляция ;
- 50-100 Вт – преобладающая затемненность.

Следует иметь в виду особые условия эксплуатации:

- необходимость постоянного проветривания. При установке створки окна на микропроветривание или вмонтирование в стену приточного клапана, величина Q_1 увеличивается на 20%.

- в помещениях верхних этажей в зданиях без чердака, в помещениях через кровлю поступает дополнительно тепло, поэтому для таких помещений Q_1 умножается на коэффициент 1,15-1,2.

Расчет Q_2

Теплопоступления от людей ориентировочно можно принять для взрослого человека

- состояние покоя – 80 Вт
- легкая работа, умеренная нагрузка – 125 Вт;
- активная деятельность – 170 Вт;
- тяжелая работа, интенсивные спортивные упражнения – 250

Вт.

Для детей тепловыделения принимаются с понижающим коэффициентом:

для детей:

до 12 лет – 0,5;

до 17 лет – 0,75.

Для квартирной сплит-системы Q_2 определяется произведением числа проживающих на усредненное значение тепловыделения от человека – 110 Вт.

Расчет Q_3

Ориентировочное значение выделения тепла от оборудования можно определить по формуле:

$$Q_3 = N \times m \times i, \quad (6.3)$$

где N – мощность единицы техники, Вт;

m – количество приборов такой мощности, шт;

i – коэффициент перехода электроэнергии в тепловую, который равен для

оборудования $i - 1$

ламп накаливания $i - 0,9$

ламп люминисцентных $i - 0,4$

электродвигателей $i - 0,3$

автономные холодильники и витрины $i - 1$

Дополнительные Q_3 принимаются от телевизора - 0,2 кВт, кофировальный аппарат, компьютеры - 0,3 кВт, иная световая/бытовая техника -30% от потребляемой мощности.

Таким образом, подсчитанные суммарные выделения тепла, определяют избытки тепла и соответственно требуемую холодопроизводительность сплит-систем.

6.3. Конструктивные решения СКВ с использованием сплитов

В основном, как было сказано выше, сплиты обеспечивают в помещении заданные параметры микроклимата, но не подают в помещение свежий наружный воздух для дыхания людей, то есть эти системы в отличие от центральных систем КВ не выполняют функций вентиляции. Поэтому в помещениях со сплит-системами больших по объему и большим числом людей предусматриваются си-

стемы приточно-вытяжной вентиляции. Приток в этом случае подается от типовой приточной камеры (установленной как правило, на этаже или чердаке), производительность которой по воздуху определяется из расчета подачи минимального количества наружного воздуха на 1 человека $q_{н\ min}$ в соответствии с приложением И СП 60-1333-2016. Для людей, находящихся в помещении более 24 непрерывно в зданиях общественного назначения без естественного проветривания (в офисах, кабинетах) составляет $q_{н\ min}=60\ \text{м}^3/\text{ч}\cdot\text{чел}$; для помещений, в которых люди находятся не более 2ч непрерывно (кинотеатры, театры и др.) - $q_{н\ min}=20\ \text{м}^3/\text{ч}\cdot\text{чел}$.

Использование сплит-систем для КВ применяют там, где нет центрального источника холодоснабжения (холодильной машины, чиллера), поэтому в теплый период года приточная камера подает воздух снаружи с $t_{np}=t_n \geq t_e$

В связи с этим при определении холодопроизводительности кондиционеров-сплитов, следует учесть дополнительное поступление тепла $Q_{\text{доп}}$ с приточным воздухом равное:

$$Q_{\text{доп}} = c \cdot G_n \cdot (t_n - t_v) / 3,6 \quad \text{Вт}, \quad (6.4)$$

где:

$$G_n = q_{н\ min} \cdot n \cdot \rho_n, \text{ кг/ч}$$

Кондиционер-сплит подбирается, так чтобы его холодопроизводительность Q_x (или суммарная $\sum Q_x$ нескольких сплит-систем, если их предусматривается несколько для одного помещения) соответствовала избыткам тепла.

Допускается превышение фактической холодопроизводительности над суммарными теплопоступлениями на 15% и снижение – максимально на 5%.

Следует так же учесть, что кондиционер-сплит работает при условии допустимого перепада температур $\Delta t = t_n - t_e \leq 10^\circ\text{C}$. Например, при $t_n = 35^\circ\text{C}$ в помещении может быть обеспечена $t_v \geq 25^\circ\text{C}$.

Номинальная мощность кондиционера по холоду указывается с учетом эксплуатации его при $t_n = 31-33^\circ\text{C}$. Поэтому при работе в более жарком климате величину Q_x при определении теплопоступлений следует увеличивать на 20-25%.

При выборе кондиционера-сплита при большой потребной холодопроизводительности следует отдавать предпочтение мульти сплит-системам (вместо двухблочных), в которых к одному наружному блоку можно подключать несколько (от 2 до 7) внутренних.

Такой тип сплит-систем позволяет более равномерно распределить охлажденный воздух по помещению, а при установке внутренних блоков в разных помещениях – обеспечить разные температуры воздуха в этих помещениях.

При выборе кондиционеров сплит-систем по типу следует выбирать кондиционер, имеющий наименьший коэффициент энергозатрат EER, который представляет отношение произведенного холода/тепла к расходу электроэнергии. Чем больше это число тем эффективнее по энергозатратам кондиционер; тем выше его КПД.

На основании EER основана классификация сплитов на классы энергоэффективности:

Наиболее экономичные класса «P»,

Менее экономичные – класса «G».

Последнее время стали применять инверторные сплит-системы, в которых кондиционер не отключается при достижении заданной t_b , а работает постоянно, но на меньшей мощности, поэтому скачки t_d меньше, чем при обычном сплите. Техническая характеристика некоторых сплит-систем приведена в Приложении В.

7. СКВ С ЧИЛЛЕРАМИ И ФАНКОЙЛАМИ

7.1. Характеристики системы

Системы с чиллерами и фанкойлами позволяют обеспечить независимое регулирование температуры воздуха одновременно в большом количестве помещений (многозонально) например, в гостиницах, офисах и т.д.

Применяются фанкойлы и при создании определенных параметров климата в помещениях с большим объемом, например торговых залах для равномерного распределения потоков охлажденного воздуха в ТП или нагретого в ХП. В г. Туле системой КВ с чиллерами и фанкойлами оснащены здания «Тулателекома», «Гостиного двора».

Фанкойл- (fan – вентилятор, coil – теплообменник, можно встретить и название фэнкойл) – агрегат, установленный в помещении, включающий: вентилятор, теплообменник (или два), фильтр для очистки воздуха и пульт управления (рисунок 7.1)



Рис. 7.1 Конструкция фанкойла

К теплообменнику подводится по трубопроводам холодная вода (с температурой выше 5°) от источника холодоснабжения. Воздух

из помещения вентилятором подается к охлаждающей поверхности – таким образом, работает фанкойл в ТП. В холодный период года, если нет системы центрального отопления, он может работать как нагревательный прибор., для этого в фанкойл должен входить теплообменник, подключенный трубопроводами к источнику теплоснабжения (рисунок 7.2). Поэтому фанкойлы бывают двухтрубными или четырехтрубными. При охлаждении внутреннего рециркуляционного воздуха возникает конденсация водяных паров, поэтому фанкойл имеет третью (или пятую) трубу для дренажа конденсата. Фанкойлы устанавливаются в помещении под окном, на стене, под потолком – в зависимости от модификации типа. Характеристики фанкойлов дана в Приложении Г.

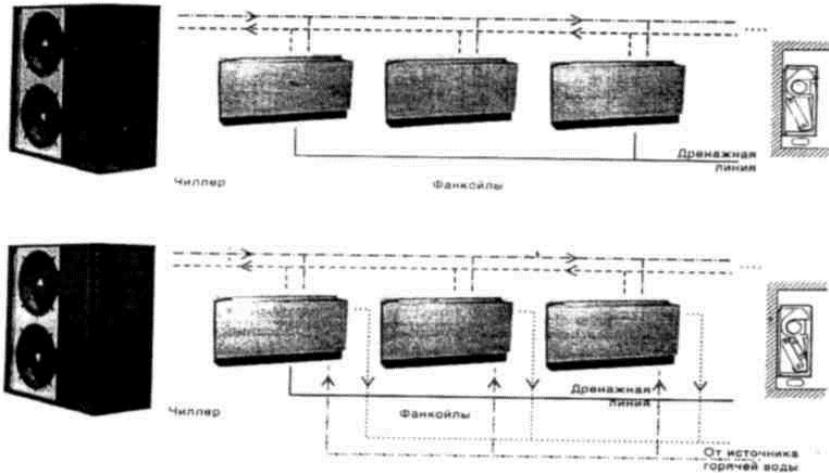


Рис. 7.2 схема подключения фанкойлов

Чиллер (водоохлаждающая холодильная машина) – является источником холода. Он включает в себя: компрессор, конденсатор, испаритель и встроенную гидравлическую группу. Чиллеры чаще всего с воздушным охлаждением конденсатора, поэтому устанавливаются вне помещения, на крыше здания, на чердаке, во дворе. При водяном охлаждении конденсатора – внутри здания, или снаружи при условии использования в теплый период года.

Чиллеры серии WRAT предназначены для работы только в режиме охлаждения и имеют мощность до 1346 кВт. Чиллеры серии WRAN предназначены для работы как в режиме охлаждения, так и

в режиме теплового насоса, и имеют мощность до 709 кВт. Работа в режиме теплового насоса чиллеров серии WRAN обеспечивается реверсированием холодильного цикла. Чиллеры серии WRAT-P и WRAN-P имеют встроенную насосную группу (циркуляционный насос, расширительный бак, предохранительный клапан, дифференциальное реле по давлению и пр.) Чиллеры серии WRAT-A и WRAN-A имеют встроенную насосную группу и аккумулирующий бак. Внешний вид и основные характеристики чиллеров с осевыми вентиляторами серии WRAN и WRAT мощностью до 20 кВт приведены в приложении Д.

Фанкойлы с чиллерами охлаждают воздух помещения, но не обеспечивают помещение свежим наружным воздухом для дыхания людей. Поэтому системы СКВ с чиллерами и фанкойлами включают в себя центральную установку кондиционирования воздуха, с минимальной производительностью по воздуху равной расходу наружного воздуха, принятого из расчета минимального по 1 человеку в соответствии с приложением И СП [1].

Центральный кондиционер включает функциональные блоки: воздушный клапан, фильтр, воздухонагреватель (для ХП), поверхностный воздухоохладитель, в который от чиллера подается холодная вода, вентилятор и шумоглушитель. Кондиционер может быть во «внутреннем исполнении» и в «наружном». В последнем случае он устанавливается не на этаже, а на чердаке или на крыше. 1

Система воздухопроводов и воздухораспределения устройства (решетки, диффузоры) могут быть использованы как в системе центрального КВ или системе со сплит-кондиционерами.

7.2 Выбор фанкойлов и чиллера

Число фанкойлов в помещении определяется из условия равномерности распределения холодных или нагретых потоков воздуха. Подбирается типоразмер фанкойла по требуемой холодопроизводительности фанкойла (при известной общей суммарной холодопроизводительности).

В отличие от второго варианта КВ приточный воздух не вносит дополнительное тепло к имеющим место в помещении тепловыделениям, а напротив, охлажденный в кондиционере воздух, ассимилирует часть избытков тепла.

Известно, что в поверхностный ВО кондиционера холодная

вода подается обычно с $t_{\text{вн}}=7^\circ\text{C}$, чтобы вода в процессе охлаждения воздуха не нагревалась слишком интенсивно, ее подают много так, чтобы $t_{\text{вк}}=t_{\text{вн}}+6\dots 10^\circ\text{C}$. Тогда средняя температура поверхности ВО в кондиционере или теплообменнике в фанкойле равная $t_f=t_{\text{вн}}+3\dots 5^\circ\text{C}$. Если на I-d диаграмме точку соответствующую этой температуре на $\varphi=100\%$ соединить с точкой Н^T, то получим процесс охлаждения воздуха в поверхностном ВО. Его конечное состояние, определяемое $\varphi_{\text{к}}$, зависит от начального значения $\varphi_{\text{н}}$ наружного воздуха. Согласно рекомендациям [8] можно принимать $\varphi_{\text{к}}=88\%$ при $\varphi_{\text{н}}<45\%$, $\varphi_{\text{к}}=92\%$ при $45\%<\varphi_{\text{н}}>70\%$ и $\varphi_{\text{к}}=98\%$ при $\varphi_{\text{н}}>70\%$.

На пересечении $\varphi_{\text{к}}$ и линии процесса охлаждения на I-d диаграмме отмечаем точку К, соответствующую фактическому конечному состоянию воздуха после охлаждения в поверхностном воздухоохладителе. Если из точки К при $d_{\text{к}}=\text{const}$ подняться на 1°C , то получим точку П, соответствующую параметрам приточного от кондиционера воздуха ($t_{\text{п}}$, $d_{\text{п}}$, $I_{\text{п}}$) в ТП.

Количество тепла, которое воспримет приточный воздух в помещении равно:

$$\text{по полному: } Q_{\text{КТ}}^{\text{п}}=G_{\text{н мин}}\cdot(I_{\text{в}}-I_{\text{п}})/3,6 \text{ Вт} \quad (7.1)$$

$$\text{по явному: } Q_{\text{КТ}}^{\text{я}}=G_{\text{н мин}}\cdot c\cdot(t_{\text{в}}-t_{\text{н}})/3,6, \text{ Вт} \quad (7.2)$$

тогда, если из значения избытков тепла в помещении ($Q_1+Q_2+Q_3$, определенное во втором варианте) вычесть $Q_{\text{КТ}}^{\text{я}}$ или $Q_{\text{КТ}}^{\text{п}}$, получим суммарную требуемую холодопроизводительность фанкойлов в помещении. Холодопроизводительность одного фанкойла $Q_{\text{ф}}(\text{Вт})$

$$Q_{\text{ф}}=[Q_1+Q_2+Q_3 - G_{\text{н мин}}\cdot(I_{\text{в}}-I_{\text{п}})/3,6]/n \quad (7.3)$$

Холодопроизводительность чиллера должна быть равна суммарным теплоизбыткам во всех кондиционируемых помещениях, увеличенную на $Q_{\text{доп}}$ потребность в холоде для охлаждения приточного воздуха от состояния наружного точка Н ($I_{\text{н}}$, $t_{\text{н}}$), до приточного точка П ($I_{\text{п}}$, $t_{\text{п}}$)

$$Q_4=\Sigma(Q_1+Q_2+Q_3) + \Sigma G_{\text{н мин}}(I_{\text{н}}-I_{\text{к}})/3,6, \text{ Вт} \quad (7.4)$$

По этой холодопроизводительности подбирается чиллер.

В настоящее время в практике создания определенных микроклиматических параметров известны многочисленные варианты современных СКВ с использованием различных типов оборудования. Примеры таких систем даны в книге, посвященной теории и практике систем В и КВ [13]. Два из них в частности

представляют интерес с позиций возможности применения их при разработке варианта СКВ с чиллером и фанкойлами в курсовом проекте по кондиционированию воздуха в жилых, общественных и административно-бытовых зданиях.

На рисунке 7.3 показан пример комплексной СКВ, в которой в фанкойлах охлаждается только внутренний рециркуляционный воздух, а приточный от центрального кондиционера подается через ВР.

Основное оборудование размещено на техническом этаже.

На рисунке 7.4 показан пример комплексной системы с установкой центрального кондиционера, в подвале, а чиллера и насосной станции на крыше здания. В данной системе используются фанкойлы скрытой установки в фальш-потолке. В данном примере через фанкойл пропускается и наружный воздух от кондиционера и рециркуляционный из помещения.



Рисунок 7.3 Пример системы КВ с чиллером и фанкойлами на стене

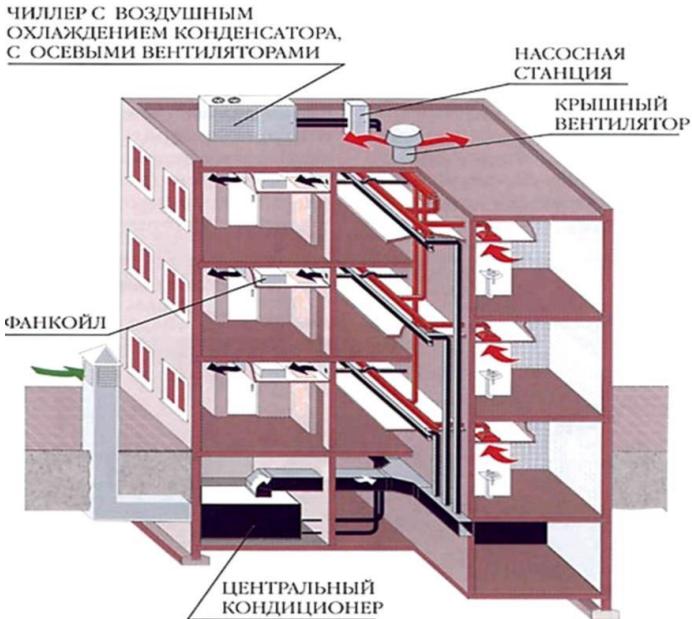


Рисунок 7.4 Пример системы КВ с чиллером и фанкойлами в подшивном потолке

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Руководящий материал по центральным кондиционерам. Ч. II. Методические материалы по расчету и выбору оборудования центральных кондиционеров КТЦЗ. АЗ-994. Альбом I, II, III. М.: Госстрой СССР СантехПроект, 1991, 65 с.
2. Руководство по центральным кондиционерам и приточным камерам типа КТЦЗА. М.: НПЦ «Вектор-Кондвент», 2006.
3. Кондиционер центральный каркасно-панельный КЦКП. Каталог, выпуск 2, ООО «Вектор-Кондвент», 2001.
4. Каталог. Российский кондиционер КТЦЗМ. ООО «Промсервис».
5. Каталог. Вентиляционные установки «Стандарт». Издание №11, «Арктос», 66 с.
6. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Часть 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Книга 2. Под ред. Н.Н.Павлова и Ю.И.Шиллера. М. : 1992, 416 с.
7. Пеклов А.А., Степанова Т.А. Кондиционирование воздуха. - Киев: Вища школа, 1978. - 325 с.
8. Хромова В.М. Кондиционирование воздуха общественного здания. Т. 2008. ТГАСУ, 56 с.
9. Аверкин А.Г. Примеры и задачи по курсу «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение»: Учеб. Пособие АСВ, 2003.- 126 с.
10. Щекин Р.В. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Книга вторая. Киев.: Будівельник, 1976, 351 с.
11. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Часть II. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Под ред. И.Г. Старовойтова. М.: Стройиздат, 1978, 509 с.
12. Основные элементы центральных кондиционеров типа КТЦЗ и их расчет. Лекция №8 Казанский государственный энергетический университет.
13. Ананьев В.А., Балуева Л.Н., Мурашко В.П. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика. Новая редакция. М.: Евроклимат, Техносфера, 2008, 503 с.
14. СП 60.13330.2012 Отопление, вентиляция и кондиционирование. Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003 утв. Минрегион России 30.06.2012: введ. в действие с 1.01.2013 – М. : ФАУ

«ФЦС», 2012.– 81с.

15. Богословский В.Н., Кокорин О.Я., Петров Л.В. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение. М.: Стройиздат, 1981, 367 с.

16. Белова Б.М. Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фанкойлами. М.: Евроклимат, Техносфера, 2006, 400 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ А

(справочное)

Данные для "быстрого подбора" современных центральных кондиционеров отечественного производства

А1 Кондиционеры центральные каркасно-панельные КЦКП

Кондиционеры центральные (приточные камеры) каркасно-панельные КЦКП (ТУ 4862_011_40149153_98, Сертификат Соответствия РОСС RU.АЕ68.В12586, Гигиенический Сертификат 50.РА.01.515.П.010839.12.04) предназначены для применения в системах воздушного отопления, кондиционирования воздуха и вентиляции промышленных и гражданских зданий. Кондиционеры имеют модульную структуру и набираются из функциональных блоков различного назначения, имеющих унифицированные присоединительные размеры. Кондиционеры имеют густой размерный ряд по номинальной воздухопроизводительности, таблица А1.1.

Таблица А1.1 Номинальная производительность КЦКП

| Индекс кондиционера (приточной камеры) | КЦКП-1.6 | КЦКП-3.15 | КЦКП-5 | КЦКП-6.3 | КЦКП-8 | КЦКП-10 | КЦКП-12.5 | КЦКП-16 | КЦКП-20 | КЦКП-25 | КЦКП-31.5 | КЦКП-40 | КЦКП-50 | КЦКП-63 | КЦКП-80 | КЦКП-100 |
|--------------------------------------------------------------|----------|-----------|--------|----------|--------|---------|-----------|---------|---------|---------|-----------|---------|---------|---------|---------|----------|
| Номинальная производительность по воздуху, м ³ /ч | 1600 | 3150 | 5000 | 6300 | 8000 | 10000 | 12500 | 16000 | 20000 | 25000 | 31500 | 40000 | 50000 | 63000 | 80000 | 100000 |

Типоразмерный ряд кондиционеров (рисунок А1.1) построен с частотой, принятой в мировой практике. В основу построения ряда положено использование различных сочетаний модуля 610x610 мм воздушных фильтров, его половины (305x610 мм) и четверти (305x305), на базе которых установлены фронтальные размеры воздухопроточной части блоков кондиционеров.

Исходные модули

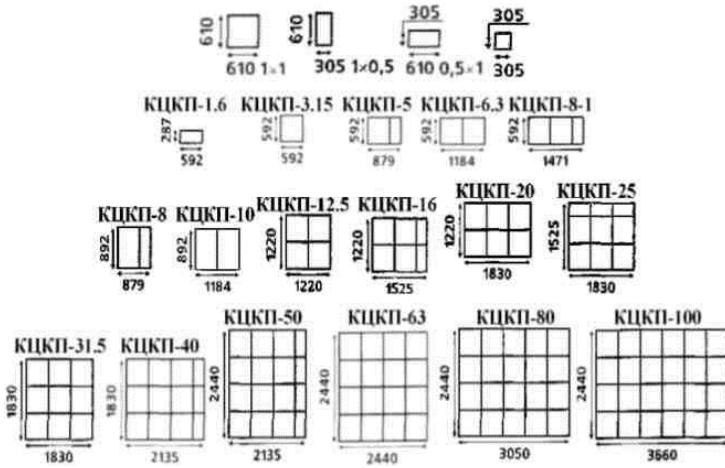
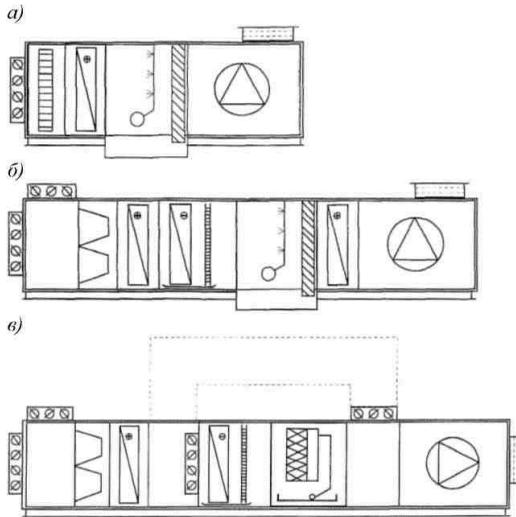


Рисунок А1.1 Типоразмерный ряд кондиционеров (приточных камер)



- а – приточный кондиционер с форсуночной камерой;
 б – кондиционер с одной рециркуляцией и воздухонагревателем второго подогрева;
 в – кондиционер с двумя рециркуляциями (или обводным каналом) и сотовым увлажнителем

Рисунок А1.2 Примеры вариантов компоновки кондиционеров КЦКП

Другие варианты компоновки кондиционеров приводятся в каталогах производителей («Веза»).

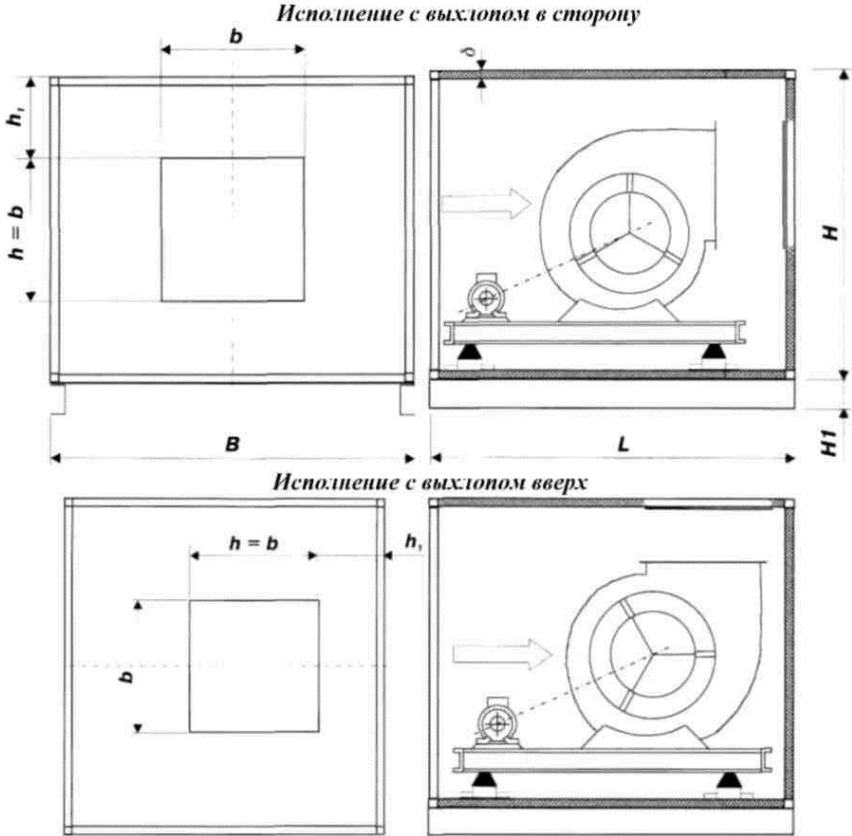


Рисунок А1.3 Размеры функциональных блоков (для выполнения компоновки "ручным способом") приточных камер КЦКП

Таблица А1.2 Размеры функциональных блоков приточных камер КЦКП

| Тип блока | Размер, мм | Типоразмерный ряд КЦКП | | | | | | | | |
|-----------------------------------|---------------|------------------------|---------|----------|----------|----------|--------|------|------|-------|
| | | 1-6 | 3-15 | 5 | 6-3 | 8-1 | 8-2 | 10 | 12.5 | 16 |
| Все блоки | В | 700 | | 1000 | 1300 | 1600 | 1300 | | 1600 | |
| | Н | 450 | 800 | | | 1015 | | 1090 | 1400 | |
| Присланный | НП | 80 | | | | 100 | | | | |
| | Л | 425 | | | | 525 | 565 | 665 | | |
| Фильтр | Л | 260 | | | | | | 300 | | |
| Воздуонагреватель | Л | 320 | | | | | | 360 | | |
| Вентиляторный | № вентилятора | 1-4-1.6 | 1.8-2.5 | 2.5-3.15 | 2.8-3.15 | 2.8-3.15 | 3.15-4 | 4 | 5 | 5-6.3 |
| | Л | 800 | 1000 | | 1250 | | 1500 | 1750 | 2000 | |
| Фильтр карманный | Л | 450 | 800 | | | | 1015 | 1090 | 1400 | |
| Блок камеры форсуночного орошения | Л | - | - | - | - | - | - | 1600 | | |
| Воздухоохладитель | Л | 500 | | | | | | 700 | | |
| Блок камеры сотового увлажнения | Л | 1060 | | | | | | 1100 | | |

Окончание таблицы А1.2

| Тип блока | Размер, мм | Типоразмерный ряд КЦКП | | | | | | | |
|-----------------------------------|---------------|------------------------|---------|------|------|------|------|---------|---------|
| | | 20 | 25 | 31.5 | 40 | 50 | 63 | 80 | 100 |
| Все блоки | В | 1900 | | 2200 | 2500 | 2600 | 3200 | 3800 | |
| | Н | 1400 | 1700 | 2000 | | 2600 | | | |
| Присланный | НП | 150 | | | | 200 | | | |
| | Л | 665 | 765 | 865 | | 1105 | | | |
| Фильтр | Л | 300 | | | | 340 | | | |
| Воздуонагреватель | Л | 360 | | | | 400 | | | |
| Вентиляторный | № вентилятора | 6.3 | 6.3-7.1 | 7.1 | 8-9 | 9 | 9-10 | 10-11.2 | 10-12.5 |
| | Л | 2050 | 2250 | | 2450 | 2850 | | 3500 | |
| Фильтр карманный | Л | 740 | | | 780 | | | | |
| Блок камеры форсуночного орошения | Л | 1600 | | 1800 | | 2000 | | | |
| Воздухоохладитель | Л | 700 | | | | 740 | | | |
| Блок камеры сотового увлажнения | Л | 1100 | | | | 1340 | | | |

Примечание. В - ширина, Н - высота; Л - длина

A2 Центральный секционный кондиционер КТЦЗМ (данные ООО «СанТехПроект», ООО «Промсервис»)

При сравнении технических, экономических и ценовых показателей кондиционеров КТЦЗМ (рисунок А2.1) с каркасно-панельными кондиционерами КЦКП импортного или отечественного производства выявляется преимущество кондиционеров КТЦЗМ по большинству параметров, особенно в диапазоне производительностей от 80000 до 250000 м³/час.

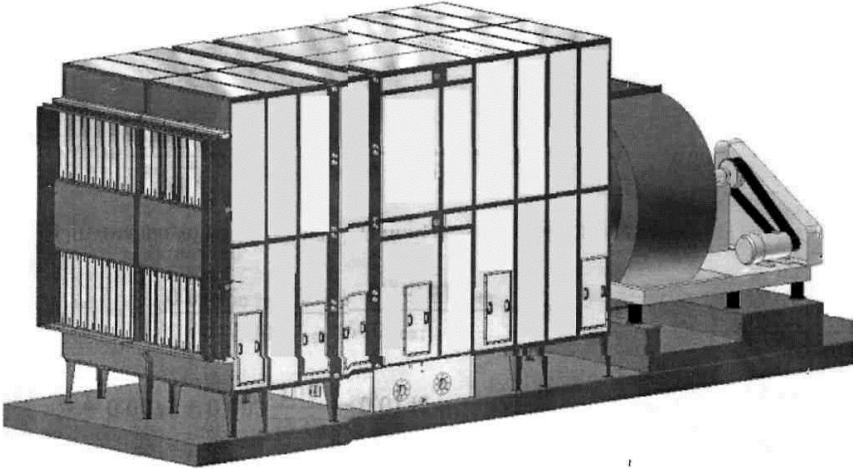


Рисунок А2.1 Центральный кондиционер КТЦЗМ

По габаритно-присоединительным размерам кондиционеры КТЦЗМ (рисунок А2.2) соответствуют размерам кондиционеров КД, КГ и КТЦ, что позволяет производить замену выслуживших срок старых кондиционеров на новые без переделки строительной части вентиляционных камер. При установке каркасно-панельных кондиционеров КЦКП необходимы значительные переделки фундаментов, заборных шахт и воздухопроводов.

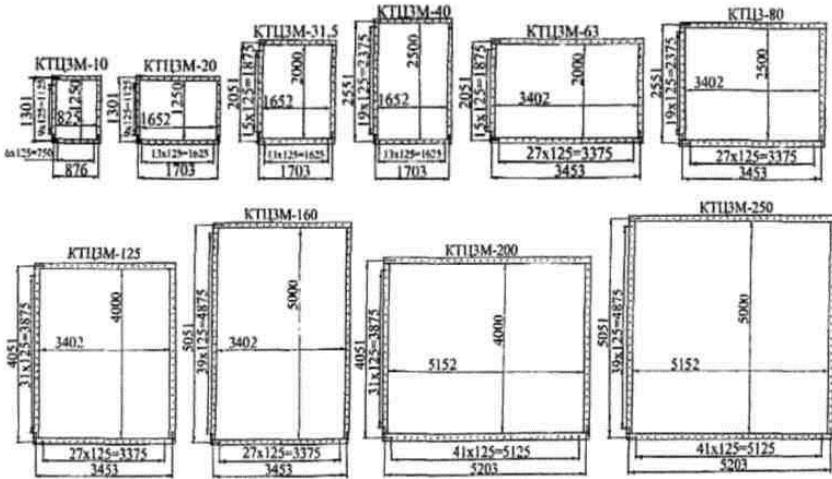


Рисунок А2.2 Габаритные и присоединительные размеры оборудования центральных кондиционеров и приточных камер типа КТЦЗМ

Кондиционеры КТЦЗМ - бескаркасные, они изготавливаются из утепленных панелей, облицованных оцинкованной сталью, что не требует дополнительной теплоизоляции по сравнению со старыми кондиционерами КТЦ и исключает необходимость сборки каркаса по сравнению с современными каркасно-панельными. КЦКП.

Все виды каркасно-панельных кондиционеров имеют максимальную номинальную производительность по воздуху 100000 м³/час, а кондиционеры КТЦЗМ - 250000 м³/час (таблица А2.1).

Таблица А2.1 Типоразмерный ряд кондиционеров и приточных камер типа КТЦЗМ

| Индекс кондиционера (приточной камеры) | КТЦЗМ-10 | КТЦЗМ-20 | КТЦЗМ-31,5 | КТЦЗМ-40 | КТЦЗМ-63 | КТЦЗМ-80 | КТЦЗМ-125 | КТЦЗМ-160 | КТЦЗМ-200 | КТЦЗМ-250 |
|---------------------------------------------------------------------|----------|----------|------------|----------|----------|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| Типоразмер кондиционеров | 1 | 2 | 3 | 4 | 6 | 8 | 12 | 16 | 20 | 25 |
| Номинальная производительность по воздуху, в тыс. м ³ /ч | 10 | 20 | 31,5 | 40 | 63 | 80 | 125 | 160 | 200 | 250 |

Основные виды оборудования для комплектования кондиционеров КТЦЗМ изготавливаются массово как в России, так и в стра-

нах СНГ, следовательно, их стоимость на 30-50 % меньше, чем в фирмах, изготавливающих кондиционеры собственных марок.

Вентагрегаты кондиционеров КТЦЗМ также являются серийной продукцией многих заводов России, поэтому сравнительно дешевы как при приобретении, так и при ремонтах.

Кондиционеры КТЦЗМ имеют две базовые схемы: схема с камерой орошения и схема с блоком теплообмена, а так же возможные их модификации.

В комплект КТЦЗМ входят следующие блоки:

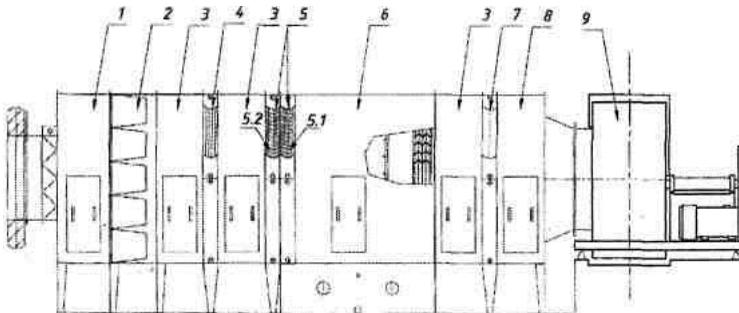
основные:

- блок воздухонагревателя ВНБ;
- камера орошения ОКФ1;
- блок теплообмена БТМ-1;
- с теплообменником для охлаждения и осушки БВО и оросительной камерой адиабатического увлажнения;
- фильтр воздушный ФК, ФР1;
- вентиляторный агрегат ВКЭ-1, ВКЭ-2.

вспомогательные:

- блок приемный БСЭ1;
- блок присоединительный БП-1, БП-2;
- камера обслуживания КО1;
- фильтр.

На рисунке А2.3 показана схема компоновки КТЦЗМ с блоком теплообмена на примере КТЦЗМ-80.



- 1 – БСЭ1; 2 – ФК; 3 – КО1; 4 – ВНБ (первого подогрева двухрядный);
 5 - воздухоохладитель БВО; 6 – блок теплообмена БТМ1 форсуночный;
 7 – ВНБ второго подогрева (однорядный); 8 – БП-1; 9 – ВКЭ=1

Рисунок А2.3 Схема типового центрального кондиционера КТЦЗМ-80

А3 Центральный секционный кондиционер КТЦЗА (данные НПП “Вектор-Кондвент”)

НПП “Вектор-Кондвент” изготавливает центральные кондиционеры типа КТЦЗА производительностью по воздуху от 5 до 250 тыс. м³/ч по ТУ 4862-001-72093131-04, имеется сертификат соответствия № РОСС RU. МГ01.В01678.

Кондиционеры (приточные камеры) КТЦЗА изготавливаются 11-ти типоразмеров. Типоразмерный ряд кондиционеров КТЦЗА представлен в таблице А3.1.

Таблица А3.1 Типоразмерный ряд кондиционеров

| Индекс кондиционера (приточной камеры) | КТЦЗА-5 | КТЦЗА -10 | КТЦЗА -20 | КТЦЗА -31,5 | КТЦЗА -40 | КТЦЗА -63 | КТЦЗА -80 | КТЦЗА -125 | КТЦЗА -160 | КТЦЗА -200 | КТЦЗА -250 |
|---------------------------------------------------------------------|---------|-----------|-----------|-------------|-----------|-----------|-----------|------------|------------|------------|------------|
| Типоразмер кондиционеров | 005 | 01 | 02 | 03 | 04 | 06 | 08 | 12 | 16 | 20 | 25 |
| Номинальная производительность по воздуху, в тыс. м ³ /ч | 5 | 10 | 20 | 31,5 | 40 | 63 | 80 | 125 | 160 | 200 | 250 |

Кондиционер (приточная камера) КТЦЗА представляет собой набор последовательно размещенного оборудования. Набор и размещение оборудования самые различные, в зависимости от технических требований, предъявляемых к кондиционеру и месту его установки, и определяется разработчиком СКВ и В. Габаритные размеры оборудования кондиционеров в соответствии с таблицей 3.1 “Руководства по центральным кондиционерам и приточным камерам типа КТЦЗА” приведены в таблице А3.2. В «Руководстве» дано подробное описание оборудования, входящего в состав кондиционера и приведены основные конструктивные, технические и номенклатурные отличия оборудования КТЦЗА от ранее выпускаемых кондиционеров КТЦЗ.

В частности вместо традиционной схемы обработки воздуха в зимнее время (рисунок А3.1) т.е.:

- 1-2: нагрев воздуха воздушонагревателем 1-го подогрева до расчетной температуры;

- 2-3: адиабатическое охлаждение воздуха в камере орошения ОКФ1-5 или в блоке тепломассообмена БТМ до точки росы приточного воздуха;

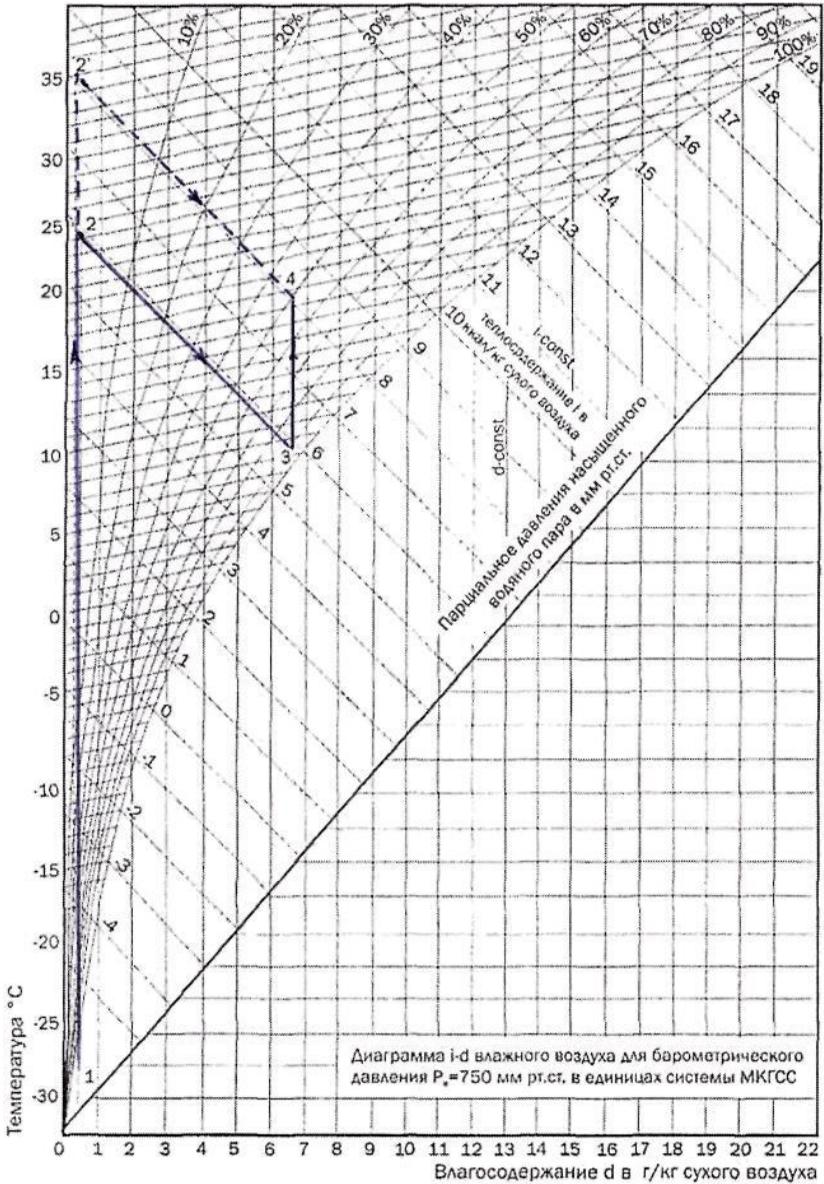
- 3-4: нагрев воздуха в воздухонагревателе 2-го подогрева до требуемой температуры и влажности.

Рекомендуется энергосберегающая схема обработки воздуха в зимнее время с управляемым адиабатическим процессом охлаждения воздуха в блоке тепломассообмена БТМ или в камере орошения ОКФ1-5 (рисунок А3.1):

- 1-2': нагрев воздуха воздухонагревателем 1-го подогрева до расчетной температуры;

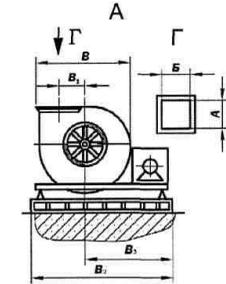
- 2'-4: адиабатическое охлаждение воздуха в блоке тепломассообмена БТМ или камере орошения ОКФ1-5 с управлением процесса до требуемой температуры и влажности, т.е. без второго подогрева.

Блоки тепломассообмена состоят из воздухонагревателей ВН и оросительной камеры с управляемым адиабатическим процессом охлаждения воздуха.

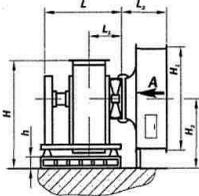
Рисунок А3.1 Процессы обработки воздуха в i - d диаграмме

А3.1 Габаритно-присоединительные размеры вентиляторных агрегатов совместно с блоками присоединения

а) вентагрегаты одностороннего всасывания ВКЭ1-5 с БП1-5



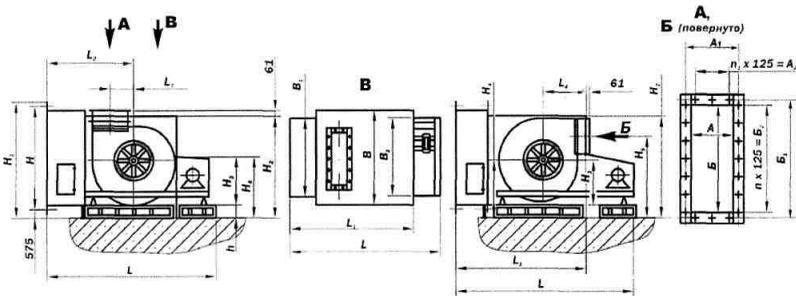
| Индекс кондиционера | Тип вентагрегата № | H | H2 | H1 | Lmax | L1 | L2 |
|---------------------|--------------------|------|------|------|------|--------|------|
| КТЦЗА-5 | ВЦ14-46-3,15 | 885 | 630 | 673 | 695* | 177* | 740 |
| | ВЦ14-46-4 | 921 | | | 867* | 205,5* | |
| КТЦЗА-10 | ВЦ14-46-5 | 1427 | 1082 | 1301 | 1275 | 502 | 740 |
| | ВЦ14-46-6,3 | 1510 | | | 1500 | 558 | |
| | ВР80-75-6,3 | 1510 | | | 1305 | 558,5 | |
| | ВЦ14-46-6,3 | 1510 | | | 1500 | 558 | |
| КТЦЗА-20 | ВЦ14-46-8 | 1616 | 1082 | 1301 | 1750 | 628 | 740 |
| | ВР80-75-8 | 1616 | | | 1429 | 628 | |
| | ВР80-75-10 | 2258 | | | 1600 | 2051 | |
| КТЦЗА-40 | ВР80-75-12,5 | 2651 | 1850 | 2551 | 2052 | 792,5 | 810 |
| КТЦЗА-63 | ВР80-76-16 | 2635 | 1600 | 2051 | 2900 | 950 | 810 |
| КТЦЗА-80 | ВР80-76-16 | 2885 | 1850 | 2551 | 2900 | 950 | 810 |
| КТЦЗА-125 | ВР80-76-20 | 4000 | 2600 | 4051 | 3510 | 1120 | 1020 |



| Индекс кондиционера | B | B1 | B2 | B3 | A | Б | h |
|---------------------|--------|------|------|-------|------|------|------|
| КТЦЗА-5 | 602 | 208 | 440 | 220 | 224 | 224 | 160 |
| | 742 | 260 | 470 | 235 | 280 | 280 | - |
| | 915 | 324 | 540 | 270 | 354 | 352 | 350 |
| КТЦЗА-10 | 1143 | 410 | 590 | 295 | 448 | 445 | 285 |
| | 1143 | 410 | 590 | 295 | 441 | 441 | 275 |
| КТЦЗА-20 | 1143 | 410 | 590 | 295 | 448 | 445 | 285 |
| | 1450 | 520 | 736 | 368 | 567 | 563 | 90 |
| | 1448 | 520 | 709 | 354,5 | 560 | 560 | 90 |
| КТЦЗА-31,5 | 1919 | 734 | 1000 | 500 | 700 | 700 | 275 |
| КТЦЗА-40 | 2206,5 | 794 | 1260 | 630 | 875 | 875 | 605 |
| КТЦЗА-63 | 3330 | 1040 | 3744 | 1834 | 1120 | 1120 | 355 |
| КТЦЗА-80 | 3330 | 1040 | 3744 | 1834 | 1120 | 1120 | 605 |
| КТЦЗА-125 | 3930 | 1400 | 4030 | 1632 | 1400 | 1400 | 1125 |

*размеры без направляющего аппарата

б) вентагрегаты двухстороннего всасывания ВКЭ2-5 с БП2-5



| Индекс кондиционера | Вентагрегат № | H | H1 | H2 | H3 | H4 | H5 | h | L | L1 | L2 | L3 | |
|---------------------|---------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|----|
| КТЦЗА-160 | ВР80-76-16/2 | 5051 | 5640 | 3640 | 1405 | 1750 | 2875 | 350 | 6543 | 4992 | 3187 | 1200 | |
| КТЦЗА-200 | ВР80-76-20/2 | 4051 | 4640 | 4640 | 1724 | 2110 | 3625 | 390 | 7180 | 5559 | 3664 | 1360 | |
| КТЦЗА-250 | ВР80-76-20/2 | 5051 | 5640 | 4640 | 1724 | 2110 | 3625 | 390 | 7180 | 5510 | 3615 | 1360 | |
| Индекс кондиционера | Вентагрегат № | L4 | B | B1 | B2 | A | A1 | A2 | B | B1 | B2 | n | n1 |
| КТЦЗА-160 | ВР80-76-16/2 | 1744 | 4667 | 3482 | 2690 | 1500 | 1550 | 1375 | 2246 | 2296 | 2125 | 11 | 17 |
| КТЦЗА-200 | ВР80-76-20/2 | 1834 | 5418 | 5232 | 3250 | 2000 | 2050 | 1875 | 2995 | 3045 | 2875 | 15 | 23 |
| КТЦЗА-250 | ВР80-76-20/2 | 1834 | 5418 | 5232 | 3250 | 2000 | 2050 | 1875 | 2995 | 3045 | 2875 | 15 | 23 |

Электроприводы применяемые для направляющих аппаратов: 1) В/А № 5; 6,3 и 8- МЭО16; 2) для В/А №10 и 12,5- МЭО 40; 3) для В/А № 16 и 20 - МЭО 63; 4) для В/А № 16/2 и 20/2- МЭО 250.

А4 Модульная вентиляционная установка “СТАНДАРТ”

Модульная вентиляционная установка серии “СТАНДАРТ” компании “Арктос” (рисунок А4.1) состоит из набора функциональных секций, которые можно комбинировать между собой в соответствии с конкретными требованиями, обеспечивая наиболее эффективную обработку воздуха.

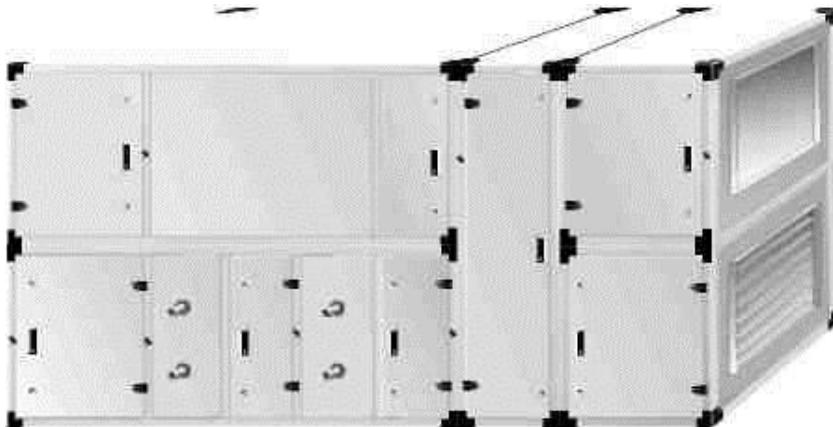


Рисунок А4.1 Общий вид модульной вентиляционной установки “СТАНДАРТ”

Производится 13 типоразмеров (рисунок А4.2) установок с расходом воздуха от 720 до 80000 м³/час.

Установки "СТАНДАРТ" изготавливаются в соответствии с международным стандартом ISO9001.

Модульная конструкция установок позволяет предложить широкий выбор вариантов компоновки оборудования (рисунок А4.3).

| Типоразмер | Сечение | | Расход воздуха, м ³ /ч | | | | | | | | |
|---------------|-------------------|-------------------|-----------------------------------|------|------|------|------|-------|-------|-------|-------|
| | ширина (В, мм) | высота (Н, мм) | 0 | 1000 | 2000 | 4000 | 6000 | 10000 | 20000 | 60000 | 80000 |
| Стандарт 060 | 850 | 440 | | | | | | | | | |
| Стандарт 100 | 980 | 505 | | | | | | | | | |
| Стандарт 150 | 1080 | 695 | | | | | | | | | |
| Стандарт 240 | 1360 | 805 | | | | | | | | | |
| Стандарт 300 | 1580 | 805 | | | | | | | | | |
| Стандарт 360 | 1580 | 990 | | | | | | | | | |
| Стандарт 480 | 1950 | 990 | | | | | | | | | |
| Стандарт 600 | 2160 | 1095 | | | | | | | | | |
| Стандарт 750 | 2040 | 1390 | | | | | | | | | |
| Стандарт 950 | 2040 | 1680 | | | | | | | | | |
| Стандарт 1250 | 2580 | 1680 | | | | | | | | | |
| Стандарт 1550 | 2580 | 2040 | | | | | | | | | |
| Стандарт 1950 | 2580 | 2580 | | | | | | | | | |

Рисунок А4.2 Типоразмеры вентиляционных установок

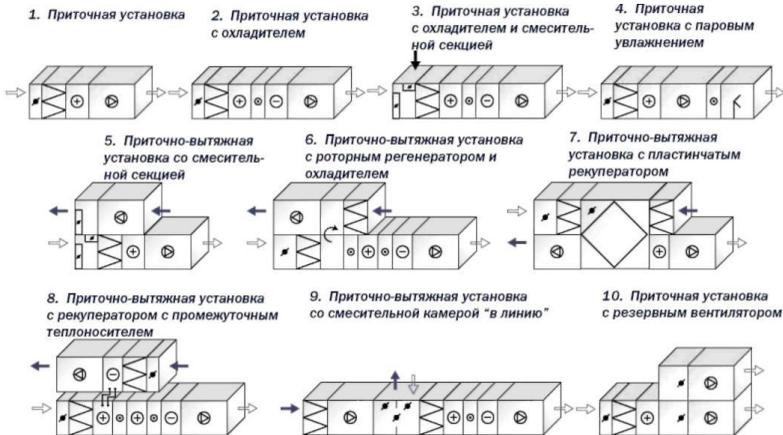


Рисунок А4.3 Примеры различных конфигураций вентиляционных установок

Приведенные выше варианты комплектования установок могут быть дополнены другими функциональными секциями или, наоборот, использоваться в сокращенном варианте (рисунок А4.4).



А – модуль состоит из одной секции; Б – расположение секции с края модуля;
 В – расположение секции в середине модуля

Рисунок А4.4 Варианты размещения функциональной секции в корпусе модуля

Таблица А4.1 Длина модулей секций вентиляционной установки "СТАНДАРТ"

| Типоразмер | Для всех секций | | Секция воздушного клапана | | Секция фильтра | | | | Секция теплообменника (нагревателя/охлаждителя) | | | | Секция увлажнения | | Секция перекрестного пластинчатого рекуператора | | |
|------------|-----------------|-------|---------------------------|-----|---------------------|-----|-----|-----|-------------------------------------------------|-----|-----|-----|---------------------|-----|-------------------------------------------------|-------|-------|
| | | | Длина модуля, L, мм | | Длина модуля, L, мм | | | | Длина модуля, L, мм | | | | Длина модуля, L, мм | | Размеры | | |
| | В, мм | Н, мм | 33 | 46 | 46 | 48 | 63 | 66 | 33 | 46 | 48 | 63 | 66 | 78 | 86 | L, мм | H, мм |
| 060 | 850 | 880 | 330 | - | - | 480 | 630 | - | 330 | - | 480 | 630 | - | 780 | - | 780 | 1760 |
| 100 | 980 | 1010 | 330 | - | - | 480 | 630 | - | 330 | - | 480 | 630 | - | 780 | - | 1080 | 2020 |
| 150 | 1080 | 1390 | 330 | - | - | 480 | 630 | - | 330 | - | 480 | 630 | - | 780 | - | 1230 | 2780 |
| 240 | 1350 | 1610 | 330 | - | - | 480 | 630 | - | 330 | - | 480 | 630 | - | 780 | - | 1530 | 3220 |
| 300 | 1580 | 1610 | 330 | - | - | 480 | 630 | - | 330 | - | 480 | 630 | - | 780 | - | 1530 | 3220 |
| 360 | 1580 | 1980 | 330 | - | - | 480 | 630 | - | 330 | - | 480 | 630 | - | 780 | - | 1980 | 3960 |
| 480 | 1950 | 1980 | 330 | - | - | 480 | 630 | - | 330 | - | 480 | 630 | - | 780 | - | 1980 | 3960 |
| 600 | 2160 | 2190 | 330 | - | - | 480 | 630 | - | 330 | - | 480 | 630 | - | 780 | - | 1980 | 4380 |
| 750 | 2040 | 2780 | - | 460 | 460 | - | - | 660 | - | 460 | - | - | 660 | - | 860 | 2460 | 5560 |
| 950 | 2040 | 3360 | - | 460 | 460 | - | - | 660 | - | 460 | - | - | 660 | - | 860 | 3060 | 6720 |
| 1250 | 2580 | 3360 | - | 460 | 460 | - | - | 660 | - | 460 | - | - | 660 | - | 860 | 3060 | 6720 |
| 1550 | - | - | - | 460 | 460 | - | - | 660 | - | 460 | - | - | 660 | - | 860 | - | - |
| 1950 | - | - | - | 460 | 460 | - | - | 660 | - | 460 | - | - | 660 | - | 860 | - | - |

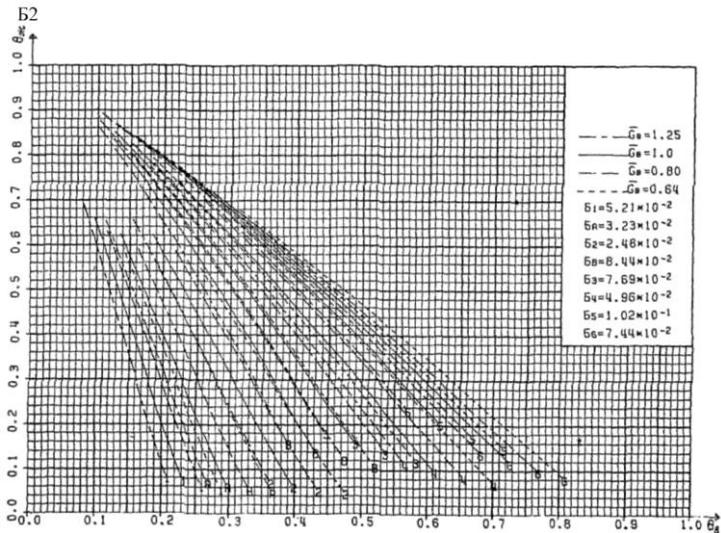
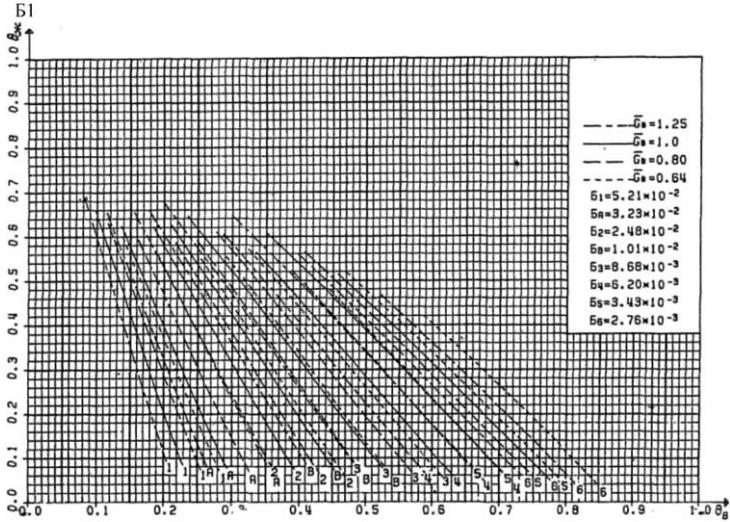
Примечания. В – ширина, Н – высота, L – длина

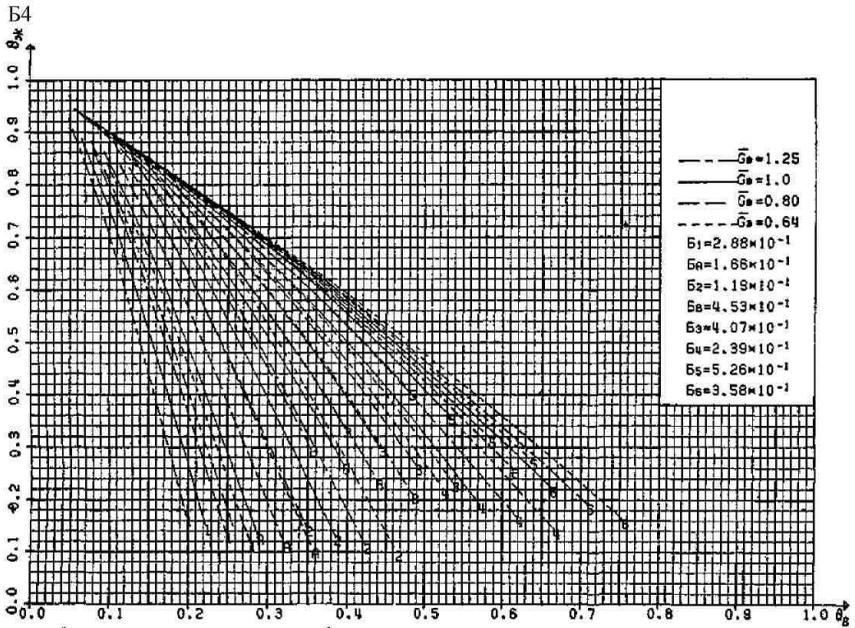
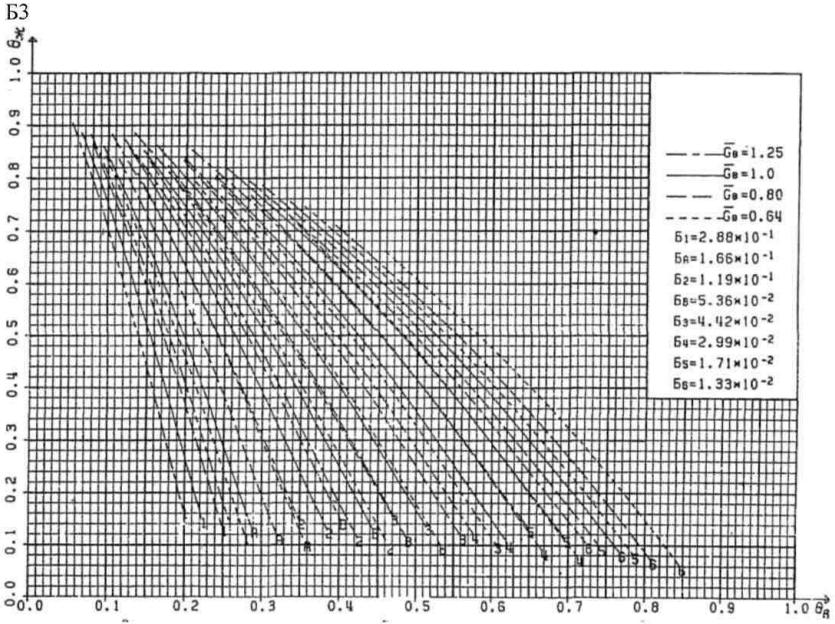
Продолжение таблицы А4.1

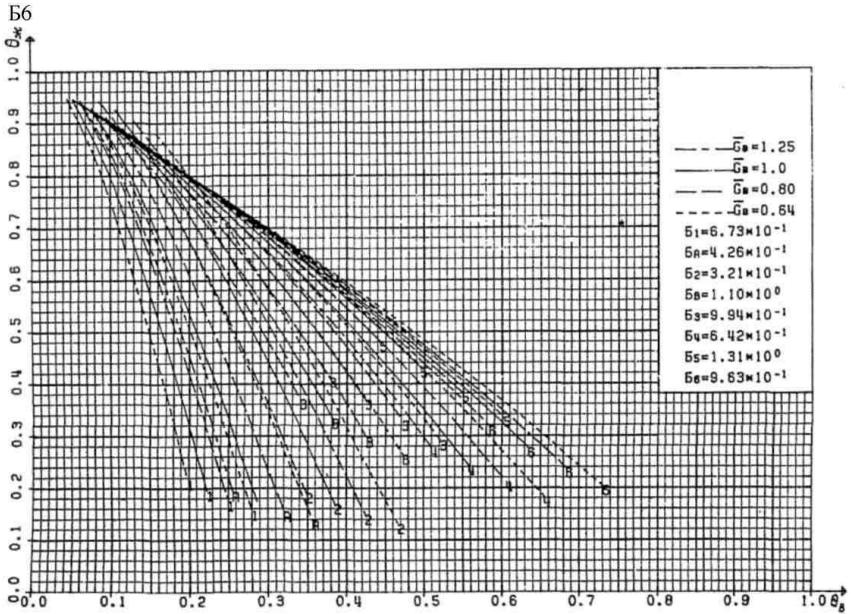
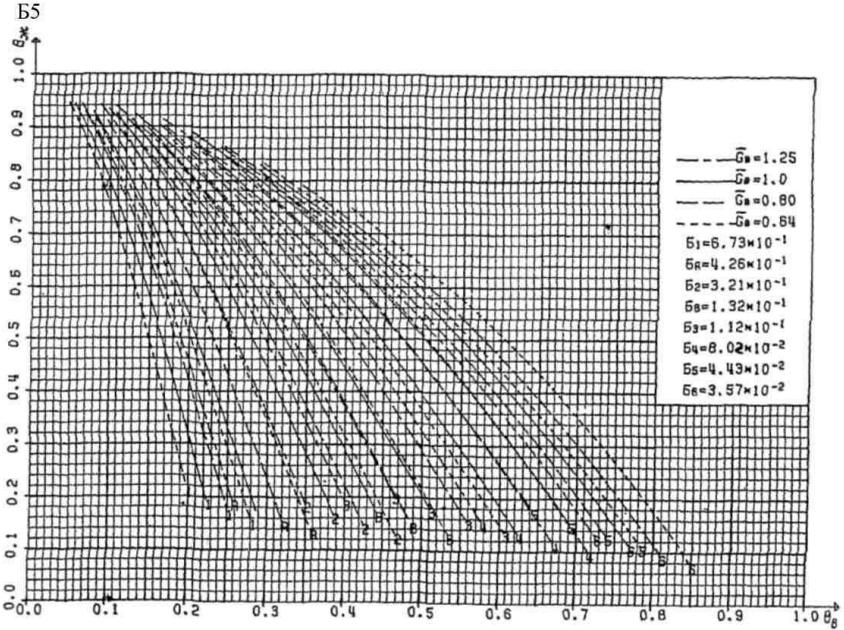
| Типоразмер | Секция вентилятора | | | | | | | | Секция шумоглушителя | | | | | | | | | | |
|------------|---------------------|-----|-----|------|------|------|------|------|----------------------|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|------|
| | Длина модуля, L, мм | | | | | | | | Длина модуля, L, мм | | | | | | | | | | |
| | 63 | 78 | 93 | 123 | 146 | 166 | 206 | 230 | 258 | 63 | 66 | 86 | 93 | 123 | 126 | 146 | 153 | 166 | 183 |
| 060 | 630 | | | | | | | | | 630 | - | - | 930 | 1230 | - | - | 1530 | - | 1830 |
| 100 | | | | | | | | | | 630 | - | - | 930 | 1230 | - | - | 1530 | - | 1830 |
| 150 | | 780 | | | | | | | | 630 | - | - | 930 | 1230 | - | - | 1530 | - | 1830 |
| 240 | | | 930 | | | | | | | 630 | - | - | 930 | 1230 | - | - | 1530 | - | 1830 |
| 300 | | | 930 | | | | | | | 630 | - | - | 930 | 1230 | - | - | 1530 | - | 1830 |
| 360 | | | | 1230 | | | | | | 630 | - | - | 930 | 1230 | - | - | 1530 | - | 1830 |
| 480 | | | | 1230 | | | | | | 630 | - | - | 930 | 1230 | - | - | 1530 | - | 1830 |
| 600 | | | | 1230 | | | | | | 630 | - | - | 930 | 1230 | - | - | 1530 | - | 1830 |
| 750 | | | | | 1460 | | 2060 | | | - | 660 | 860 | - | - | 1260 | 1460 | - | 1660 | - |
| 950 | | | | | | | | 2260 | | - | 660 | 860 | - | - | 1260 | 1460 | - | 1660 | - |
| 1250 | | | | | | 1660 | | | 2300 | - | 660 | 860 | - | - | 1260 | 1460 | - | 1660 | - |
| 1550 | | | | | | | | | 2300 | - | 660 | 860 | - | - | 1260 | 1460 | - | 1660 | - |
| 1950 | | | | | | | | | 2580 | - | 660 | 860 | - | - | 1260 | 1460 | - | 1660 | - |

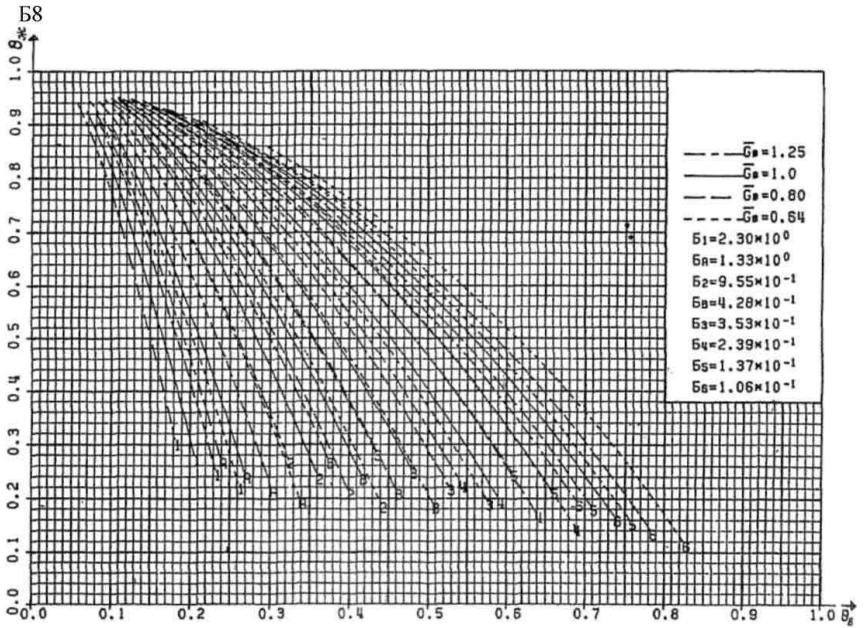
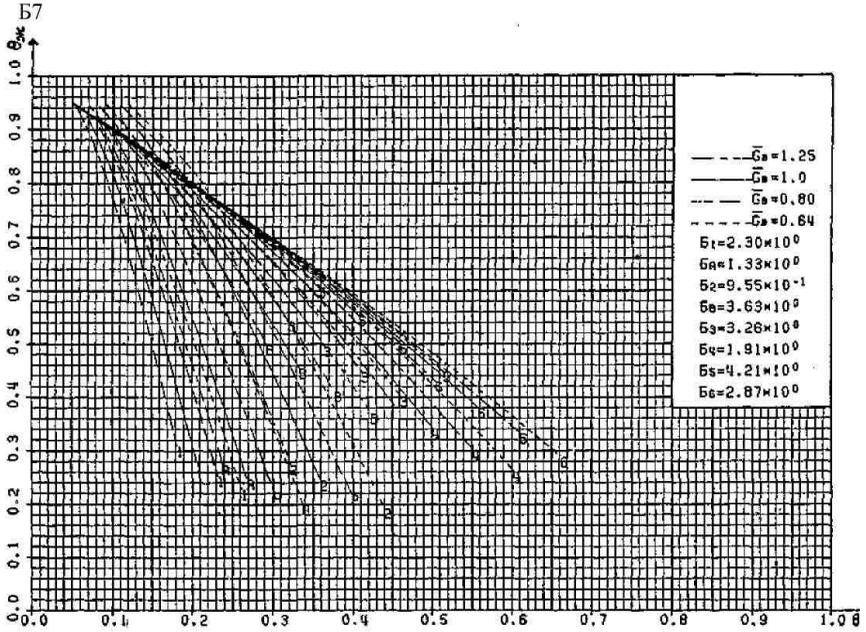
Приложение Б (справочное)

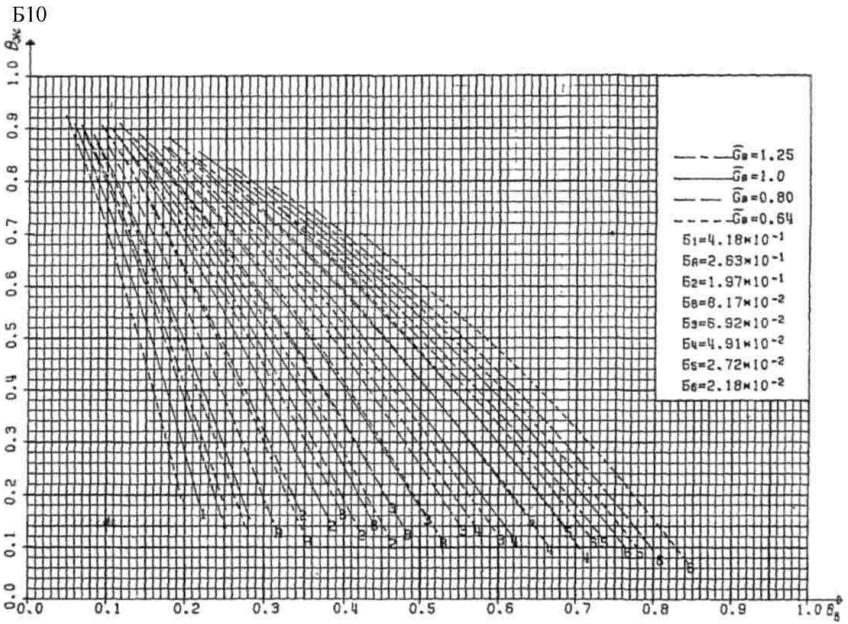
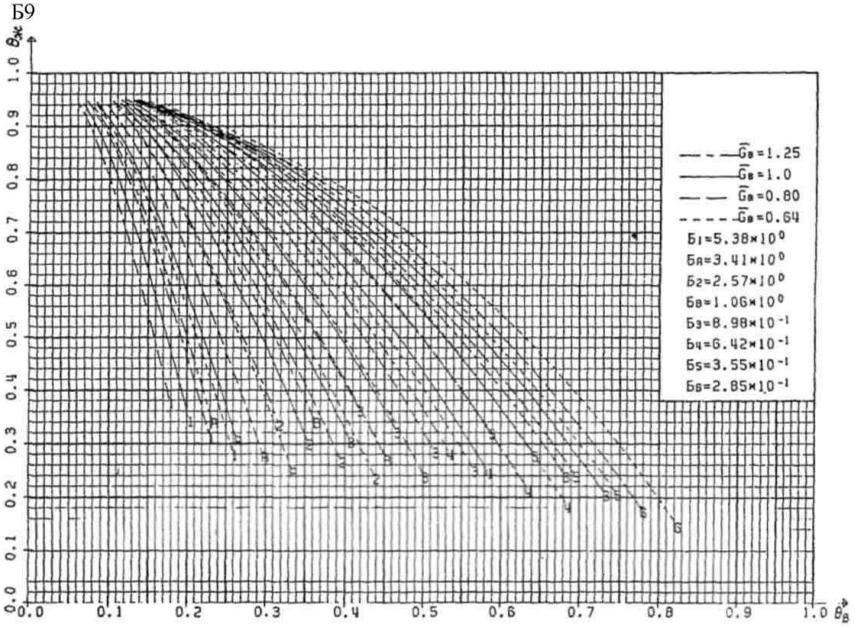
Теплотехнические и гидравлические характеристики воздухогревателей кондиционеров КТЦЗ



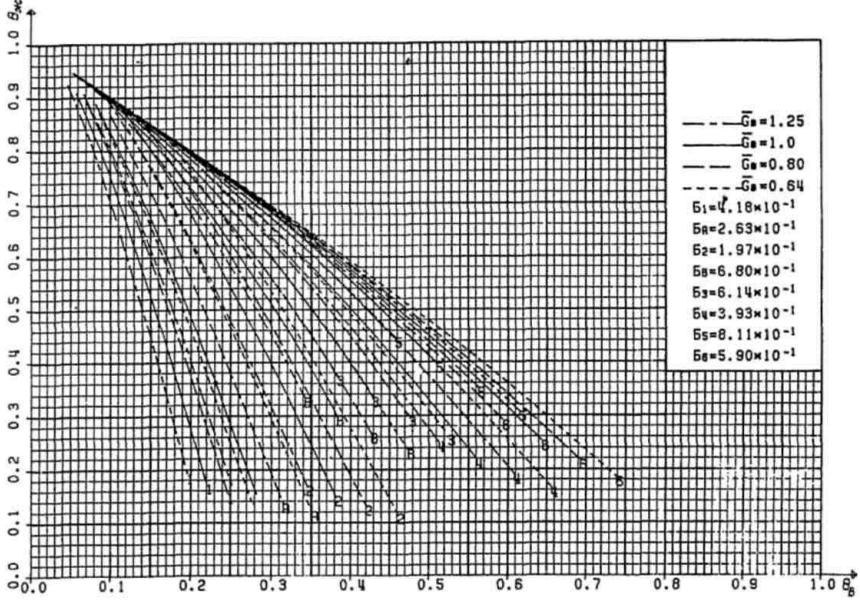




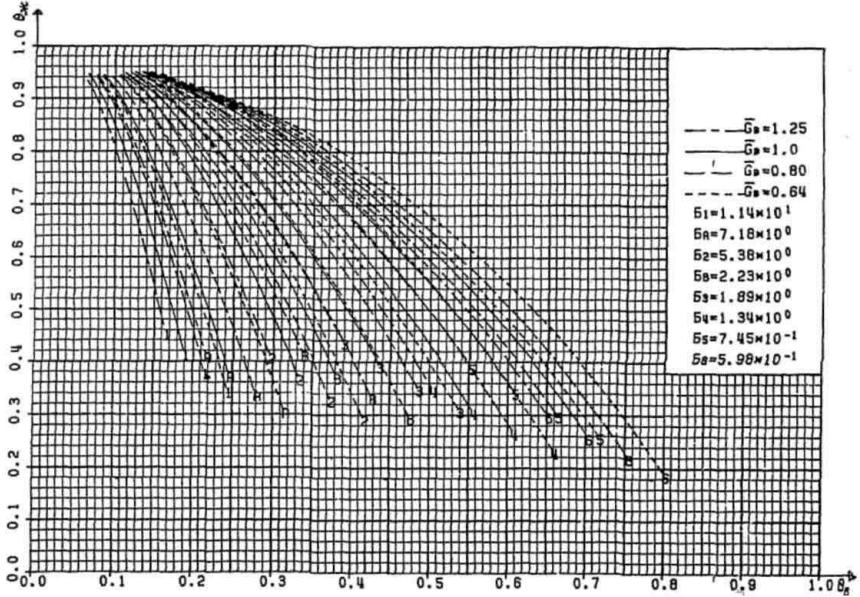




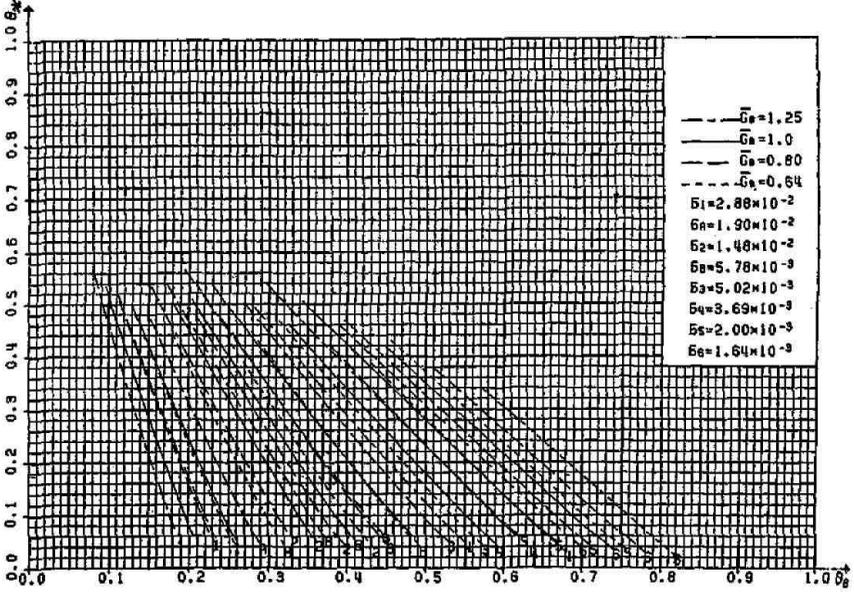
Б11



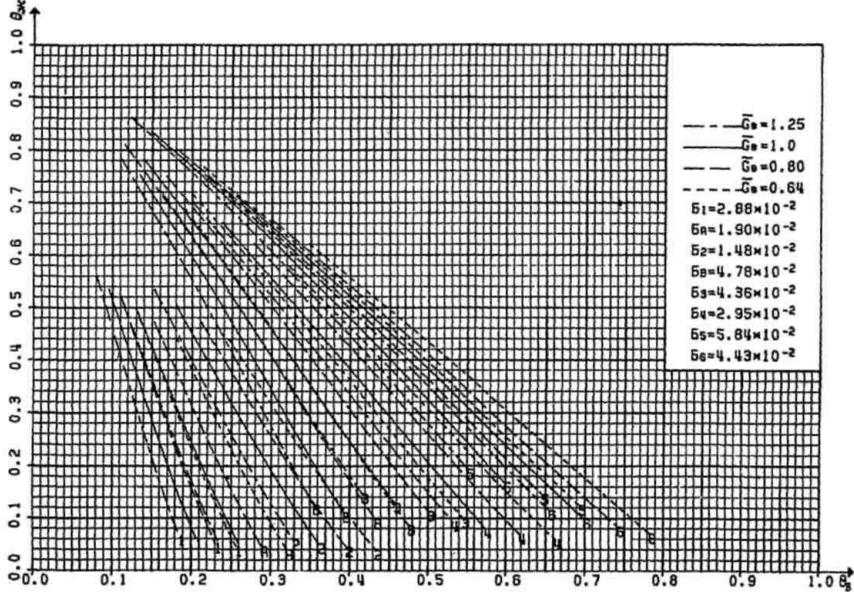
Б12

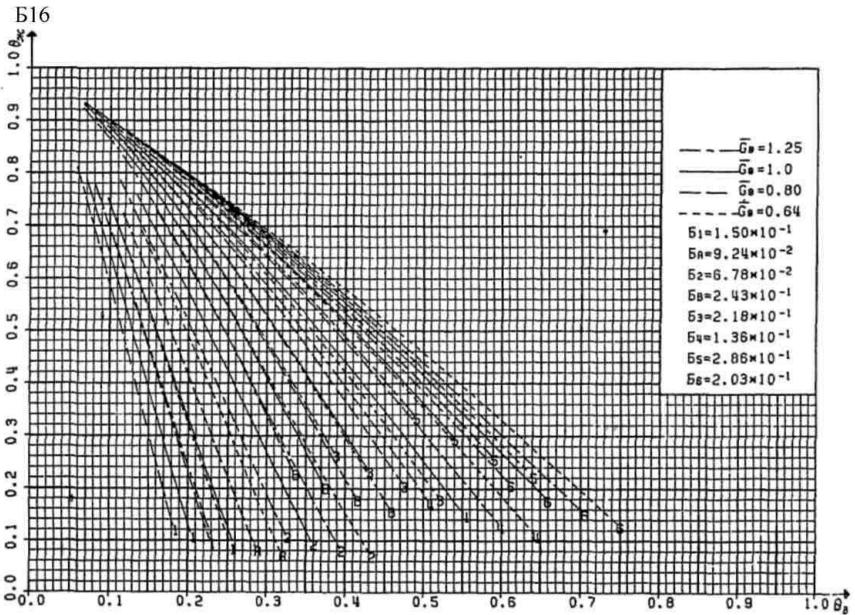
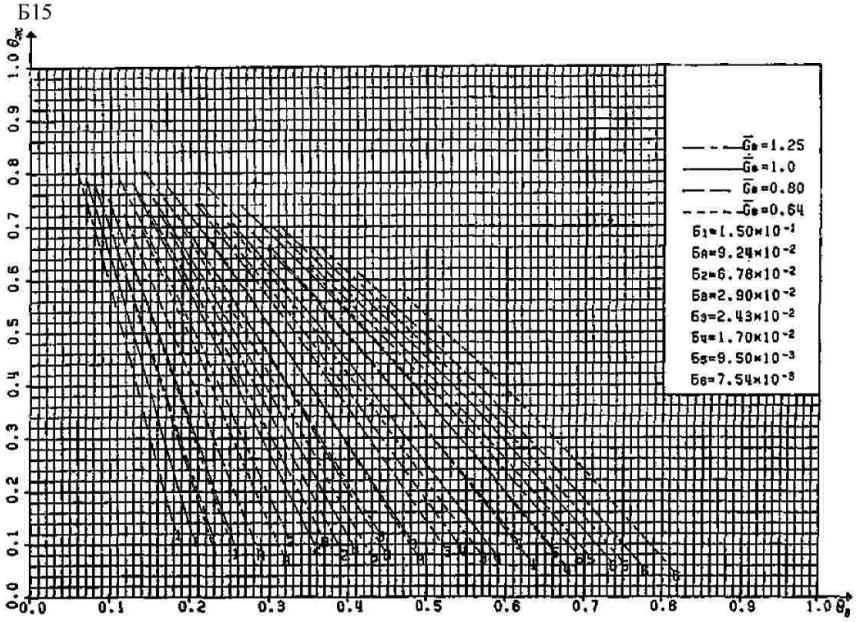


Б13

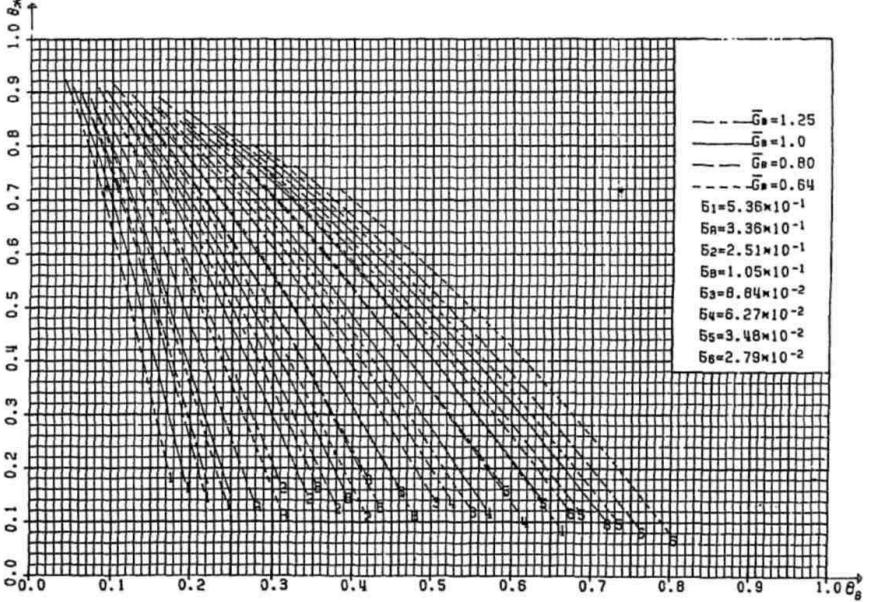


Б14

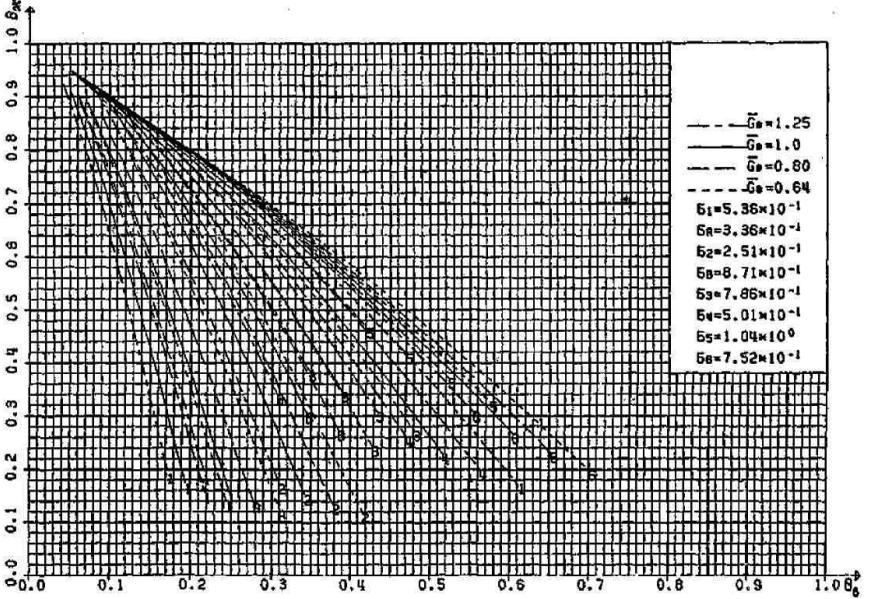




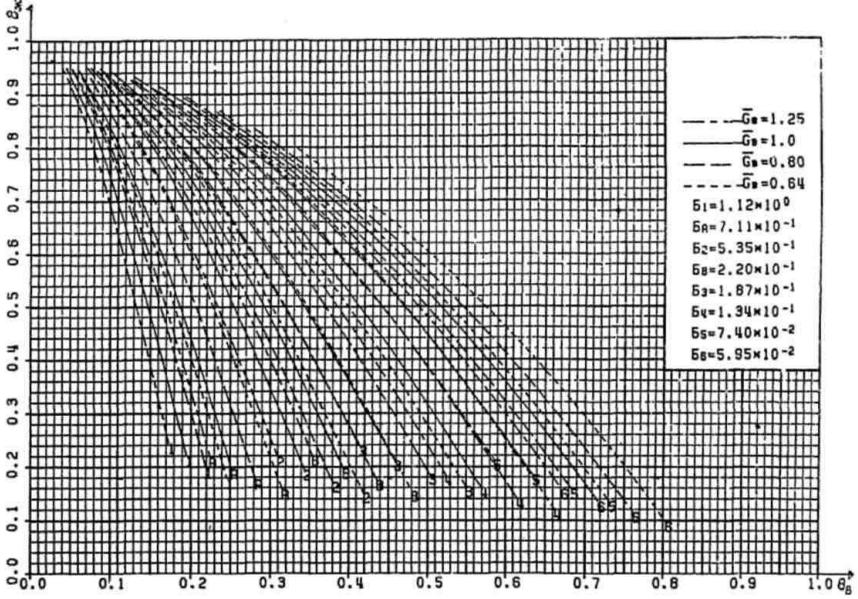
Б17



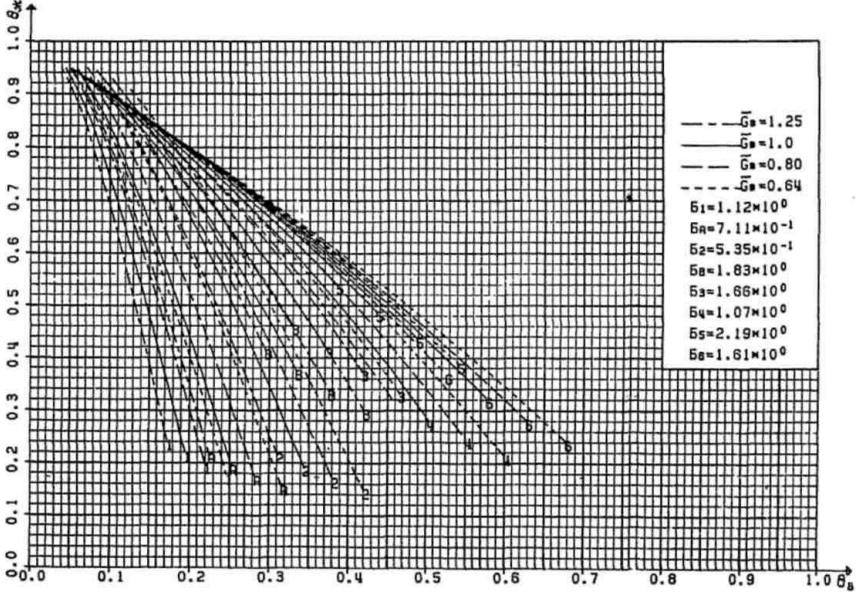
Б18



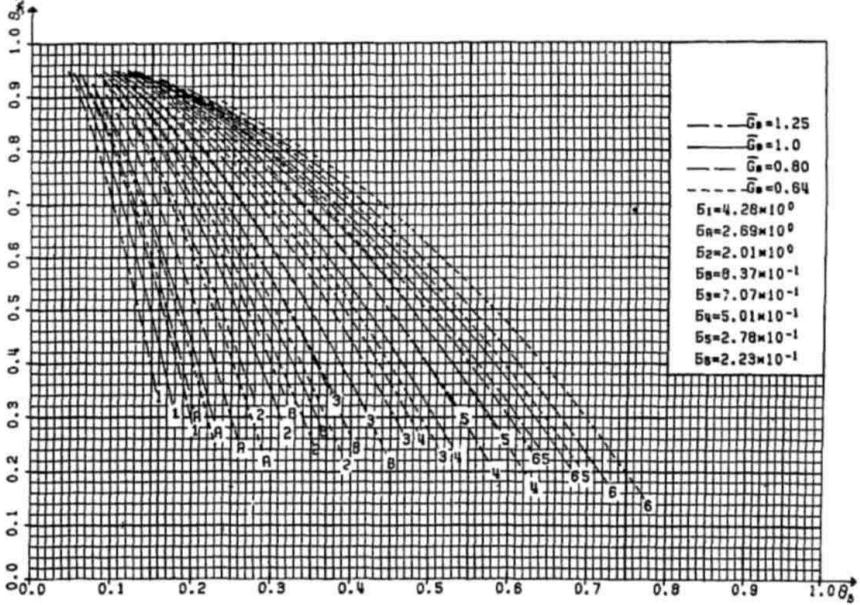
B19



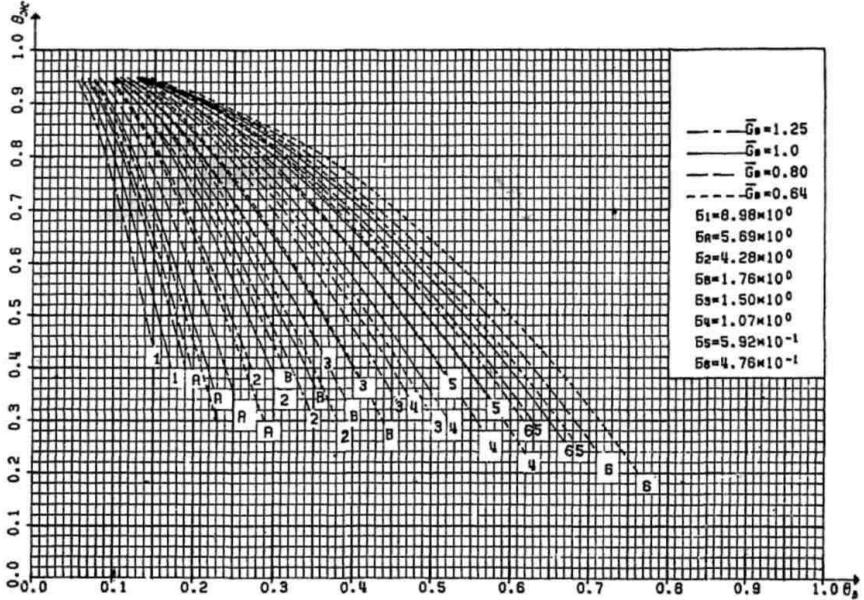
B20



B21



B22



ПРИЛОЖЕНИЕ В

(справочное)

Типовые кондиционеры сплит-систем

В1 Компрессорно-конденсаторные наружные блоки серии MCAT и MCAN

Внешний вид компрессорно-конденсаторных блоков приведен на рисунке В1.1, а основные технические характеристики компрессорно-конденсаторных блоков малой и большой холодопроизводительности приведены в таблицах В1.1 и В1.2



Рисунок В1.1 Внешний вид компрессорно-конденсаторных блоков серии MCAT и MCAN

Таблица В1.1 Технические характеристики компрессорно-конденсаторных блоков малой холодопроизводительности

| Типоразмер MCAT/MCAN | 21 | 25 | 31 | 41 | 51 | 71 | 91 | 101 | 121 | 162 | 142 | 182 | 202 | 242 | 292 | 322 |
|----------------------------------------------|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-------|
| Холодопроизводительность (1), кВт | 8 | 9,1 | 11,2 | 14,6 | 17,5 | 23,1 | 28,6 | 31,9 | 40,1 | 35,1 | 48,9 | 57,3 | 69,6 | 80 | 99,7 | 117,2 |
| Мощность потребляемая компрессорами (1), кВт | 1,8 | 2,3 | 2,5 | 4,1 | 4,7 | 6,5 | 8,2 | 9,5 | 12,5 | 8,9 | 12,3 | 16,3 | 18,9 | 24,7 | 25,5 | 31,5 |
| Теплопроизводительность (2), кВт | 7,1 | 8,4 | 9,8 | 13,9 | 16,3 | 22 | 27,7 | 34 | 40,5 | - | 45,2 | 57,1 | 64 | 76,6 | 95 | 112,3 |
| Мощность потребляемая компрессорами (2), кВт | 1,7 | 1,9 | 2,3 | 3,3 | 3,8 | 5,2 | 6,3 | 7,8 | 9,7 | - | 10,2 | 12,8 | 15,1 | 19 | 21,3 | 24,3 |
| Длина, мм | 927 | 927 | 927 | 1038 | 1038 | 1368 | 1430 | 1525 | 1525 | 1525 | 1635 | 1635 | 2235 | 2235 | 2645 | 2945 |
| Глубина, мм | 150 | 250 | 350 | 420 | 420 | 490 | 670 | 670 | 670 | 670 | 950 | 950 | 950 | 950 | 1100 | 1100 |
| Высота, мм | 870 | 1070 | 1070 | 1145 | 1145 | 1220 | 965 | 1365 | 1365 | 1365 | 1565 | 1565 | 1565 | 1565 | 1510 | 1570 |

Таблица В1.2 Технические характеристики компрессорно-конденсаторных блоков большой холодопроизводительности

| Типоразмер WRA1/WRAN | 2.70 | 2.75 | 2.80 | 2.90 | 2.100 | 2.110 | 2.120 | 2.140 | 2.150 | 2.160 |
|----------------------------------------------|----------------|------|------|------|-------|-------|----------------|-------|-------|-------|
| Холодопроизводительность (1), кВт | 164 | 180 | 193 | 215 | 234 | 257 | 273 | 299 | 329 | 353 |
| Мощность потребляемая компрессорами (1), кВт | 55,1 | 61,2 | 66,5 | 72,9 | 78,5 | 88,4 | 97,2 | 93,5 | 103,8 | 113 |
| Теплопроизводительность WRAN (2), кВт | 203 | 223 | 243 | 272 | 293 | 320 | 347 | 365 | 402 | 440 |
| Мощность потребляемая компрессорами (2), кВт | 55,4 | 60,7 | 66 | 72,4 | 78,3 | 85,6 | 92,9 | 94,4 | 100,9 | 110,4 |
| Размеры: длина × глубина × высота | 2950×2040×2113 | | | | | | 4200×2040×2250 | | | |

B2 Бытовые кондиционеры MITSUBISHI ELECRIK модели MSC

Таблица B2.1 Технические характеристики бытовых кондиционеров

| Модель кондиционера | Место установки внутреннего блока | Производительность, кВт | | Габариты (ширина×глубина×высота), мм | | |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|--------------------------|-------|--------------------------------------|---------------|-------------|
| | | холод | тепло | Внутренний блок | Наружный блок | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | |
|  MSC-07RV MU-07RV | На стене | 2,2 | - | 850×191×278 | 780×255×540 | |
| MSC-09RV MU-09RV | | 2,5 | - | 850×191×278 | 780×255×540 | |
| MSC-12RV MU-12RV | | 3,5 | - | 850×191×278 | 780×255×540 | |
| MS-18RV | | 5,1 | - | 1015×190×320 | 850×290×605 | |
| MS-24RV | | 6,4 | - | 1015×190×320 | 850×290×605 | |
| MSC-07RV MUH-07RV | | 2,2 | 2,5 | 850×191×278 | 780×255×540 | |
| MSC-09RV MUH-09RV | | 2,5 | 3,1 | 850×191×278 | 780×255×540 | |
| MSC-12RV MUH-12RV | | 3,4 | 4,0 | 850×191×278 | 780×255×540 | |
| MSC-18RV | | 5,1 | 5,4 | 1015×190×320 | 850×290×605 | |
| MSC-24RV | | 6,0 | 6,2 | 1015×190×320 | 850×290×605 | |
|  MCFH-13NV | | Под потолком или на полу | 3,7 | 4,0 | 1100×180×650 | 850×290×605 |
| MCFH-18NV | | | 5,0 | 5,4 | 1100×180×650 | 850×290×605 |
| MCFH-24NV | 6,0 | | 6,2 | 1100×180×650 | 850×290×605 | |
| MCF-13NV | 3,7 | | - | 1100×180×650 | 850×290×605 | |
| MCF-18NV | 5,0 | | - | 1100×180×650 | 850×290×605 | |
| MCF-24NV | 6,4 | | - | 1100×180×650 | 850×290×605 | |

В3 Мульти-сплит-системы с инвертером

В3.1 Системы на 1 наружный блок и на 3 или 4 внутренних блока

Все блоки могут работать только в одном режиме («холод» или «тепло») (рисунок В3.1).

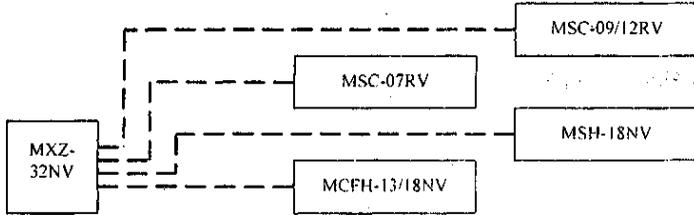


Рисунок В3.1 Схемы наружных и внутренних блоков

Таблица В3.1 Возможные комбинации на базе блока MXZ-32

| Комбинация | Модель | Производительность, кВт | | | | |
|----------------------|--------------|-------------------------|-----------|-----------|----------|----------------------------|
| | | A | B | C | D | Полная |
| 07-07+07 | Охл./обогрев | 2.2/3.1 | 2.2/3.1 | 2.2/3.1 | - | 6.6(3.7-8.1)/9.3(5.2-10.6) |
| 07-07+09 | Охл./обогрев | 2.2/2.95 | 2.2/2.95 | 2.8/3.4 | - | 7.2(3.7-8.5)/9.3(5.2-10.6) |
| 07-07+12(13) | Охл./обогрев | 2.1/2.5 | 2.1/2.5 | 3.8/4.3 | - | 8.0(3.7-9.0)/9.3(5.2-10.6) |
| 07-07+18 | Охл./обогрев | 1.9/2.3 | 1.9/2.3 | 4.2/4.7 | - | 8.0(3.7-9.0)/9.3(5.2-10.6) |
| 07-09+09 | Охл./обогрев | 2.2/2.8 | 2.8/3.25 | 2.8/3.25 | - | 7.8(3.7-8.8)/9.3(5.2-10.6) |
| 07-09+12(13) | Охл./обогрев | 1.9/2.4 | 2.5/2.8 | 3.6/4.1 | - | 8.0(3.7-9.0)/9.3(5.2-10.6) |
| 07-09+18 | Охл./обогрев | 1.7/2.2 | 2.3/2.6 | 4.0/4.5 | - | 8.0(3.7-9.0)/9.3(5.2-10.6) |
| 07-12(13)+12(13) | Охл./обогрев | 1.8/2.0 | 3.1/3.65 | 3.1/3.65 | - | 8.0(3.7-9.0)/9.3(5.2-10.6) |
| 07-12(13)+18 | Охл./обогрев | 1.6/1.9 | 2.8/3.4 | 3.6/4.0 | - | 8.0(3.7-9.0)/9.3(5.2-10.6) |
| 07-18+18 | Охл./обогрев | 1.5/1.8 | 3.25/3.75 | 3.25/3.75 | - | 8.0(3.7-9.0)/9.3(5.2-10.6) |
| 09-09+09 | Охл./обогрев | 2.6/3.1 | 2.6/3.1 | 2.6/3.1 | - | 8.0(3.7-9.0)/9.3(5.2-10.6) |
| 09-09+12(13) | Охл./обогрев | 2.3/2.65 | 2.3/2.65 | 3.4/4.0 | - | 8.0(3.7-9.0)/9.3(5.2-10.6) |
| 09-09+18 | Охл./обогрев | 2.1/2.45 | 2.1/2.45 | 3.8/4.4 | - | 8.0(3.7-9.0)/9.3(5.2-10.6) |
| 09-12(13)+12(13) | Охл./обогрев | 2.0/2.3 | 3.0/3.5 | 3.0/3.5 | - | 8.0(3.7-9.0)/9.3(5.2-10.6) |
| 09-12(13)+18 | Охл./обогрев | 1.9/2.2 | 2.7/3.3 | 3.4/3.8 | - | 8.0(3.7-9.0)/9.3(5.2-10.6) |
| 09-18+18 | Охл./обогрев | 1.8/2.0 | 3.1/3.65 | 3.1/3.65 | - | 8.0(3.7-9.0)/9.3(5.2-10.6) |
| 12(13)+12(13)+12(13) | Охл./обогрев | 2.6/3.1 | 2.6/3.1 | 2.6/3.1 | - | 8.0(3.7-9.0)/9.3(5.2-10.6) |
| 12(13)+12(13)+18 | Охл./обогрев | 2.45/2.86 | 2.45/2.86 | 3.1/3.54 | - | 8.0(3.7-9.0)/9.3(5.2-10.6) |
| 07-07+07+07 | Охл./обогрев | 2.0/2.32 | 2.0/2.32 | 2.0/2.32 | 2.0/2.32 | 8.0(3.7-9.0)/9.3(6.1-10.6) |
| 07-07+07+09 | Охл./обогрев | 1.87/2.2 | 1.87/2.2 | 1.87/2.2 | 2.4/2.7 | 8.0(3.7-9.0)/9.3(6.1-10.6) |
| 07-07+07+12(13) | Охл./обогрев | 1.7/2.0 | 1.7/2.0 | 1.7/2.0 | 2.9/3.3 | 8.0(3.7-9.0)/9.3(6.1-10.6) |
| 07-07+07+18 | Охл./обогрев | 1.5/1.9 | 1.5/1.9 | 1.5/1.9 | 3.5/3.6 | 8.0(3.7-9.0)/9.3(6.1-10.6) |
| 07-07+09+09 | Охл./обогрев | 1.8/2.15 | 1.8/2.15 | 2.2/2.5 | 2.2/2.5 | 8.0(3.7-9.0)/9.3(6.1-10.6) |
| 07-07+09+12(13) | Охл./обогрев | 1.6/1.9 | 1.6/1.9 | 2.0/2.2 | 2.8/3.3 | 8.0(3.7-9.0)/9.3(6.1-10.6) |
| 07-07+09+18 | Охл./обогрев | 1.5/1.75 | 1.5/1.75 | 1.8/2.1 | 3.2/3.7 | 8.0(3.7-9.0)/9.3(6.1-10.6) |
| 07-07+12(13)+12(13) | Охл./обогрев | 1.4/1.7 | 1.4/1.7 | 2.6/2.95 | 2.6/2.95 | 8.0(3.7-9.0)/9.3(6.1-10.6) |
| 07-07+12(13)+18 | Охл./обогрев | 1.3/1.6 | 1.3/1.6 | 2.4/2.8 | 3.0/3.3 | 8.0(3.7-9.0)/9.3(6.1-10.6) |
| 07-09+09+09 | Охл./обогрев | 1.7/2.1 | 2.1/2.4 | 2.1/2.4 | 2.1/2.4 | 8.0(3.7-9.0)/9.3(6.1-10.6) |
| 07-09+09+12(13) | Охл./обогрев | 1.5/1.8 | 1.9/2.15 | 1.9/2.15 | 2.7/3.2 | 8.0(3.7-9.0)/9.3(6.1-10.6) |
| 07-09+09+18 | Охл./обогрев | 1.4/1.7 | 1.75/2.0 | 1.75/2.0 | 3.1/3.6 | 8.0(3.7-9.0)/9.3(6.1-10.6) |
| 07-09+12(13)+12(13) | Охл./обогрев | 1.35/1.6 | 1.75/1.9 | 2.45/2.9 | 2.45/2.9 | 8.0(3.7-9.0)/9.3(6.1-10.6) |
| 09-09+09+09 | Охл./обогрев | 2.0/2.32 | 2.0/2.32 | 2.0/2.32 | 2.0/2.32 | 8.0(3.7-9.0)/9.3(6.1-10.6) |
| 09-09+09+12(13) | Охл./обогрев | 1.8/2.05 | 1.8/2.05 | 1.8/2.05 | 2.6/3.15 | 8.0(3.7-9.0)/9.3(6.1-10.6) |
| 09-09+09+18 | Охл./обогрев | 1.67/1.95 | 1.67/1.95 | 1.67/1.95 | 3.0/3.45 | 8.0(3.7-9.0)/9.3(6.1-10.6) |
| 09-09+12(13)+12(13) | Охл./обогрев | 1.65/1.85 | 1.65/1.85 | 2.35/2.8 | 2.35/2.8 | 8.0(3.7-9.0)/9.3(6.1-10.6) |

В3.2 Системы на 1 наружный блок и на 2 внутренних блока

Схема системы показана на рисунке В3.2.

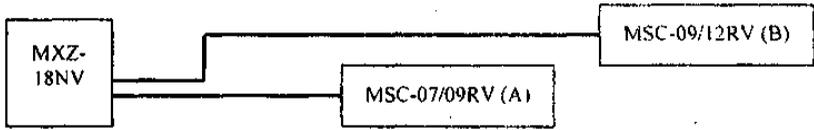


Рисунок В3.2 Схема системы

Таблица В3.2 Холодо-/теплопроизводительность мульти-сплит-систем

| Модель | Условия работы | Холодопроизводительность | | Теплопроизводительность | |
|-------------------------|------------------|--------------------------|------------|-------------------------|------------|
| | | Вн. Блок А | Вн. Блок В | Вн. Блок А | Вн. Блок В |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| MSC-09RV(A)-MSC-09RV(B) | Работает 1 блок | 2,5 | - | 3,6 | - |
| | Работает 2 блока | - | 2,5 | - | 3,6 |
| MSC-07RV(A)-MSC-12RV(B) | Работает 1 блок | 2,25 | 2,25 | 2,9 | 2,9 |
| | Работает 2 блока | 2,3 | - | 3,3 | - |
| MSC-07RV(A)-MSC-12RV(B) | Работает 1 блок | - | 3,4 | - | 4,0 |
| | Работает 2 блока | 2,0 | 2,5 | 2,7 | 3,1 |

В4 Мульти-сплит-системы. Только охлаждение

В4.1 Системы на 1 наружный блок и на 4 внутренних блока

Схема системы показана на рисунке В4.1

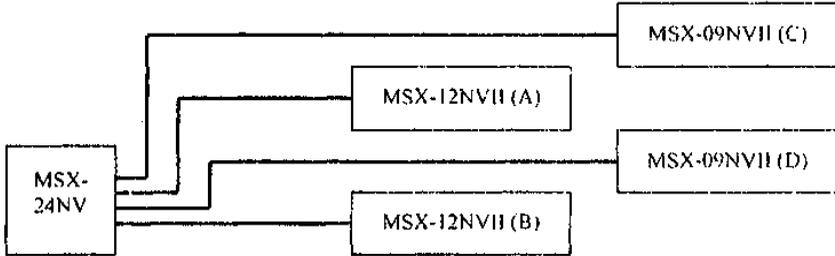


Рисунок В4.1 Схема системы

Таблица В4.1 Холодопроизводительность, кВт

| Условия работы | Вн. блок А | Вн. блок В | Вн. блок С | Вн. блок D |
|------------------|------------|------------|------------|------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Работает 1 блок | 3,4 | - | - | - |
| | - | 3,4 | - | - |
| | - | - | 2,6 | - |
| | - | - | - | 2,6 |
| Работает 2 блока | 2,0 | 2,0 | - | - |
| | 3,1 | - | 2,3 | - |
| | 3,1 | - | - | 2,3 |
| | - | 3,1 | 2,3 | - |
| | - | 3,1 | - | 2,3 |
| | - | - | 1,7 | 1,7 |
| Работает 3 блока | 1,95 | 1,95 | 2,2 | - |
| | 1,95 | 1,95 | - | 2,2 |
| | 2,9 | - | 1,55 | 1,55 |
| | - | 2,9 | 1,55 | 1,55 |
| Работает 4 блока | 1,95 | 1,95 | 1,55 | 1,55 |

В4.2 Система на 1 наружный блок и на 3 внутренних блока

Схема системы показана на рисунке В4.2

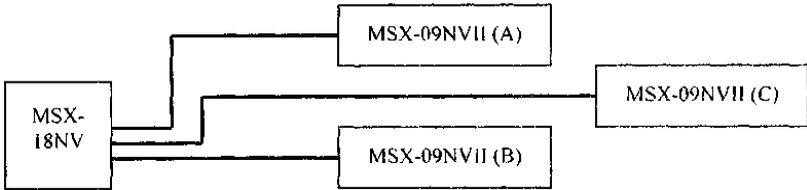


Рисунок В4.2 Схема системы

Таблица В4.2 Холодопроизводительность, в кВт

| Условия работы | Вн. блок А | Вн. блок В | Вн. блок С |
|------------------|------------|------------|------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| Работает 1 блок | 2,3 | - | - |
| | - | 2,3 | - |
| | - | - | 2,3 |
| Работает 2 блока | 2,1 | 2,1 | - |
| | 2,1 | - | 2.1 |
| | - | 1.3 | 1.3 |
| Работает 3 блока | 2.1 | 2.1 | 1,3 |

В4.3 Система на 1 наружный блок и на 2 внутренних блока

Схема системы показана на рисунке В4.3

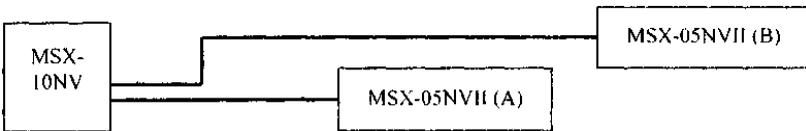


Рисунок В4.3 Схема системы

Таблица В4.3 Холодопроизводительность, в кВт

| Условия работы | Вн. блок А | Вн. блок В |
|------------------|------------|------------|
| 1 | 2 | 3 |
| Работает 1 блок | 2,2 | - |
| | - | 2,2 |
| Работает 2 блока | 1.3 | 1.3 |

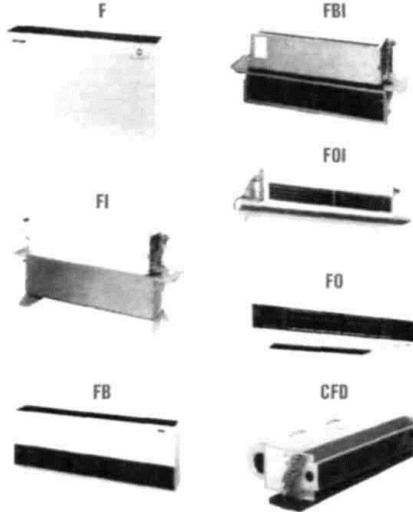
ПРИЛОЖЕНИЕ Г (справочное)

Фанкойлы серии E, CFD фирмы CLIVET

Таблица Г.1.1 Характеристика фанкойлов типа F, FB, FO, FI, FBI

| | | | | | | | | | | |
|------------------------------------------------------|-----|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Типоразмер | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Номинальный расход воздуха, м ³ /ч, макс. | 190 | 360 | 500 | 710 | 850 | 1015 | 1185 | 1360 | 1510 | 1700 |
| Холодопроизводительность (1), кВт | 1,0 | 2,7 | 4,0 | 5,3 | 6,0 | 7,6 | 9,2 | 10,9 | 11,8 | 13,6 |
| Теплопроизводительность (2), кВт | 2,6 | 5,2 | 7,4 | 10,2 | 11,9 | 14,5 | 17,1 | 19,7 | 21,5 | 24,4 |
| Длина (F-FO-FB), мм | 640 | 840 | 1040 | 1240 | 1240 | 1440 | 1640 | 1840 | 2040 | |
| Длина (FI-FBI), мм | 540 | 740 | 940 | 1140 | 1140 | 1340 | 1540 | 1740 | 1940 | |
| Длина (FOI), мм | 500 | 700 | 900 | 1100 | 1100 | 1300 | 1500 | 1700 | 1900 | |

| Типоразмер | Глубина | Высота |
|------------|---------|--------|
| F | 220 | 445 |
| FI | 220 | 465 |
| FO | 240 | 505 |
| FOI | 230 | 465 |
| FB | 245 | 445 |
| FBI | 232 | 425 |



| | | | | | | | | |
|------------------------------------|--------------|-----|-----|------|------|------|------|-----|
| Типоразмер CFD | 7 | 11 | 15 | 21 | 25 | 31 | 41 | |
| Холодопроизводительность (1), кВт | 2,2 | 3,2 | 4,9 | 6,2 | 7,9 | 9,1 | 11,4 | |
| Теплопроизводительность (2), кВт | 4,7 | 5,9 | 9,4 | 11,5 | 14,4 | 16,8 | 20,9 | |
| Центробежный электровентилятор, шт | 1 | | 2 | | 3 | | 4 | |
| Номинальный расход воздуха, л/с | S | 144 | 174 | 286 | 333 | 429 | 497 | 650 |
| | H | 161 | 211 | 333 | 417 | 496 | 612 | 806 |
| Напряжение эл. питания, В | 220-240/1/50 | | | | | | | |
| Длина, мм | 515 | 615 | 875 | 1025 | 1235 | 1355 | 1455 | |
| Глубина×высота, мм | 555×272 | | | | | | | |
| Транспортная масса, кг | 15 | 17 | 24 | 30 | 35 | 38 | 46 | |

(1) Данные относятся к температуре воздуха на входе 27 °С и температуре воды 7/12 °С.

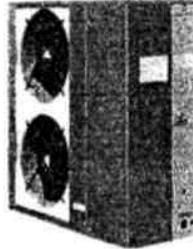
(2) Данные относятся к температуре воздуха на входе 20 °С и температуре воды 70/60 °С.

ПРИЛОЖЕНИЕ Д (справочное)

Основные характеристики чиллеров WRAT и WRAN



WRAT 71



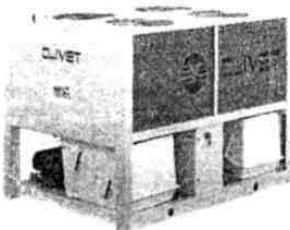
WRAT-P 71



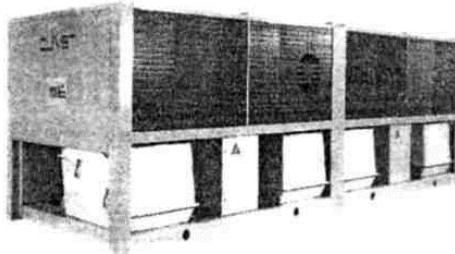
WRAT-F31

Таблица Д1 Чиллеры мощностью до 20 кВт

| | | | | | | |
|----------------------------------|------------------------------------------|--------|--------|--------|-----------|--------|
| Типоразмер WRAT, WRAN | | 21 | 25 | 31 | 51 | 71 |
| Отопление (1) | холодопроизводительность, кВт | 6,7 | 8,0 | 9,1 | 14,2 | 19,1 |
| | мощность потребляемая компрессорами, кВт | 1,8 | 2,1 | 2,5 | 4,2 | 5,9 |
| Обогрев (2) | холодопроизводительность, кВт | 6,8 | 8,3 | 9,5 | 15,1 | 21,1 |
| | мощность потребляемая компрессорами, кВт | 2,0 | 2,3 | 2,8 | 4,2 | 5,8 |
| Тип компрессора | | scroll | | | Поршневой | |
| Осевые вентиляторы, шт./кВт | | 1×0,16 | 1×0,16 | 1×0,07 | 2×0,16 | 1×0,32 |
| Общий расход воздуха, л/с | | 930 | 970 | 1380 | 1945 | 2222 |
| Длина, мм | | 885 | 885 | 885 | 992 | 1310 |
| Глубина, мм | | 350 | 350 | 350 | 420 | 545 |
| Высота, мм | | 870 | 1070 | 1070 | 1150 | 1220 |
| WRAT-P, WRAN-P WRAT-A, WRAN-F | Длина, мм | 1040 | 1040 | 1040 | 1103 | 1400 |
| | Глубина, мм | 461 | 461 | 461 | 532 | 545 |
| | Высота, мм | 870 | 1070 | 1070 | 1150 | 1220 |



WRAT 2.70-2.100



WRAT 4.140-4.200

Таблица Д2 Чиллеры большой мощности

| | | | | | | | | | | |
|----------------------------------------------|--------------------|------|------|------|-------|-------|--------------------|-------|-------|-------|
| Типоразмер WRAT/WRAN | 2,70 | 2,75 | 2,80 | 2,90 | 2,100 | 2,110 | 2,120 | 2,140 | 2,150 | 2,160 |
| Холодопроизводительность (1), кВт | 164 | 180 | 193 | 215 | 234 | 257 | 273 | 299 | 329 | 353 |
| Мощность потребляемая компрессорами (1), кВт | 55,1 | 61,2 | 66,5 | 72,9 | 78,5 | 88,4 | 97,2 | 93,5 | 103,8 | 113 |
| Теплопроизводительность WRAN (2), кВт | 203 | 223 | 243 | 272 | 293 | 320 | 347 | 365 | 402 | 440 |
| Мощность потребляемая компрессорами (2), кВт | 55,4 | 60,7 | 66 | 72,4 | 78,3 | 85,6 | 92,9 | 94,4 | 100,9 | 110,4 |
| Размеры: длина - глубина - высота | 2950 - 2040 - 2113 | | | | | | 4200 - 2040 - 2250 | | | |

Учебное издание

ЗЕЛЕНКО Галина Николаевна

**ПОДБОР И РАСЧЕТ ОБОРУДОВАНИЯ
СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ
ВОЗДУХА**

Учебное пособие

Подготовка оригинал макета – В.Ф. Рожков

Изд. лиц. ЛР № 020300 от 12.02.97. Подписано в печать

Формат бумаги 60×84¹/₁₆. Бумага офсетная

Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. .

Тираж экз. Заказ №.

Тульский государственный университет

300600 г. Тула, просп. Ленина, 92

Отпечатано в редакционно-издательском центре

Тульского государственного университета.

300600, г. Тула, ул. Болдина, 151