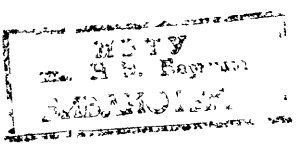
А. Г. Сотников

АВТОМАТИЗАЦИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ВЕНТИЛЯЦИИ

М4Ч4598



Ленинград «Машиностроение»
Ленинградское отделение 1984



ББК 31.76
С67
УДК 697.95-5

Рецензент канд. техн. наук В. Д. Коркин

Сотников А. Г.

С67 Автоматизация систем кондиционирования воздуха и вентиляции. — Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1984. 240 с., ил.

В пер.: 1 р. 10 к.

В книге рассмотрены основные виды систем кондиционирования воздуха и вентиляции. Приведены расчеты, необходимые для автоматизации этих систем. Описаны различные способы управления аппаратами, нагнетателями и объектами систем Приведены методики и примеры составления функциональных схем автоматического регулирования, а также контроля, защиты, блокировки и диспетчеризации систем. Изложены методики испытания и наладки систем.

Книга предназначена для инженерно-технических работников заводов и НИИ, занимающихся проектированием, наладкой и эксплуатацией систем кондиционирования воздуха, вентиляции и средств их автоматизации

С $\frac{2307000000\text{-}289}{038(01)\text{-}84}$ Свод. пл. подписных изд. 1984 г.

ББК 31.76
6П5.7

© Издательство «Машиностроение», 1984 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Среди главных задач одиннадцатой и последующей пятилеток XXVI съезд КПСС определил экономное использование топливно-энергетических ресурсов и значительное улучшение энергетического баланса страны. В «Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года» подчеркивается, что всемерное повышение эффективности производства — принципиальная основа современного экономического развития, важнейшая хозяйственно-политическая задача нынешнего этапа коммунистического строительства. Как указывалось в Отчетном докладе ЦК КПСС XXVI съезду КПСС, в предстоящий период особо важное значение в экономическом строительстве приобретает снижение металлоемкости продукции, экономное расходование сырья, топлива, энергии, металла и других материалов. За годы одиннадцатой пятилетки намечается обеспечить экономию топлива и энергетических ресурсов в народном хозяйстве в количестве 160—170 млн. тонн условного топлива. Вводится жесткое ограничение на расходование всех ресурсов. Большое внимание эффективности и качеству партия органически связывает с работой по совершенствованию производства на базе современной науки и техники

Важную роль в современной технике и технологии играют системы вентиляции и кондиционирования воздуха. Они обеспечивают заданные по технологическим и гигиеническим требованиям параметры состояния и состав воздушной среды, а системы автоматизации — автоматическую стабилизацию, программное изменение, местный и операторный контроль, защиту, блокировку, сигнализацию и устранение аварийных ситуаций. Правильные решения по автоматизации предопределяют рациональное использование теплоты, холода и электроэнергии системами, что составляет заметную долю в топливно-энергетическом балансе страны, поэтому пропаганда идей и методов автоматизации систем кондиционирования и вентиляции играет важную роль.

К началу 80-х годов теория систем кондиционирования воздуха и вентиляции значительно усовершенствована. На смену приблизительным пришли более точные и строгие физические представления. Делаются попытки рассматривать систему комплексно, с учетом взаимосвязи ее элементов, оптимизировать ряд решений. При более

глубоком и детальном рассмотрении процессов, протекающих в системах при разных уровнях нагрузок и воздействий, яснее становятся требования и к другим системам, в том числе к системе автоматизации.

Системы кондиционирования воздуха и вентиляции как объекты автоматизации являются достаточно специфическими. Диапазон изменения исходных данных (нагрузок, отклонений регулируемых параметров, параметров внешней среды) очень широк. В этих условиях применяют разные решения систем управления. Регулируемые параметры систем — это и термодинамические, и аэродинамические, и химические (газовый состав). Объекты управления часто являются сложными, распределенными и нелинейными, обладающими разной инерционностью, заметной в тепловых процессах и незначительной в аэродинамических процессах. Ряд управляющих воздействий ограничен, а некоторые элементы системы пока еще остаются неуправляемыми. В помещениях могут быть заданы несколько параметров, например температура, относительная влажность или влагосодержание, подвижность, избыточное давление и концентрация вредного вещества в воздухе. Алгоритм функционирования системы зависит от всех исходных данных и ограничений, он может быть разным — от наиболее простого до достаточно сложного.

Содержание книги и круг рассматриваемых в ней вопросов определены на основе анализа задач, решаемых при проектировании, наладке, эксплуатации автоматизированных систем. Кроме того, автор учитывал основное содержание литературы [8, 11, 15 и др.].

Начальные главы книги посвящены управляемой системе и ее свойствам, а последние — принципиальным решениям управляющей системы. Изложение начинается с основных сведений о системах и исходных данных как основе выбора решений по управлению. В этих темах наибольшее внимание уделено вопросам систематизации основных теоретических положений. Вместо известных и достаточно традиционных признаков классификации систем приведена классификация исходных данных, предопределяющих технические решения. Читатель может познакомиться с основной терминологией и применяемыми условными обозначениями элементов систем и их автоматизации. В соответствии с требованиями экономного расходования материальных средств и топливно-энергетических ресурсов выявлено влияние системы управления на функциональные, технологические и экономические показатели системы. На этой основе с учетом приводимых в книге зависимостей для расходов теплоты и электроэнергии в элементах систем при разных решениях по управлению можно обоснованно выбирать объем применения средств автоматизации.

Не любая система может быть успешно автоматизирована, поэтому специально описывают требования к системе при условии ее автоматизации. Эти сведения позволят избежать ряда ошибок при проектировании систем. Читатель сможет ознакомиться с основными разновидностями систем регулирования и выбирать то решение, которое будет наилучшим в конкретном случае. Например, дается

зависимость, по которой оценивают, допустимо ли в данном объект косвенное поддержание относительной влажности.

Известно, что обоснованные технические решения вытекаю из исходных данных и ограничений. До последнего времени исход ные данные для проектирования и автоматизации приводятся в явн недостаточном объеме. Восполняя этот существенный пробел, авто приводит методики расчета и оценки различных отклонений пара метров воздуха в помещении, методы анализа и синтеза тепловой влажностной и газовой нагрузок помещения. Приводимая климато логическая информация, расчетные зависимости и примеры по зволят читателю выполнять технико-экономические расчеты пр выборе решений в пунктах проектирования основной части террито рии Союза ССР. Учитывая влияние методов проектирования систем на возможности управления такой системой, автор дал краткий ана лиз методов проектирования и путей их совершенствования.

В книге специально систематизированы методы и результаты определения статических и динамических характеристик всех эле ментов (звеньев) системы и приведены методики и результаты расче тов этих характеристик. На их основе приводятся оригинальны методики определения наружных расчетных параметров, расчетно тепловой нагрузки помещения при случайном характере ее изменения расчетной производительности систем, создающих динамический температурный режим в помещении. Учитывая, что в ближайше время уровень применения средств управления будет определяться технико-экономическим обоснованием, автор приводит методики этих расчетов, позволяющих оценить расходы теплоты и электроэнергии.

В современной литературе слабо отражены характеристики и методы управления аппаратами, нагнетателями и объектами. Учи тывая это, в книге изложены требования к методам управления и сравнительные характеристики этих методов применительно к ос основному оборудованию. Способы стабилизации параметров воздуха в помещении проанализированы с учетом их влияния на расходы теплоты, холода и электроэнергии.

Традиционный раздел регулирующих органов (клапанов) систем наряду с известными методиками выбора и расчета единичных кла панов дополнен экспериментальными данными об изменении расхо дов при синхронном управлении двумя и тремя воздушными клапа нами. Приводимые зависимости показывают, что упрощение схемы управления может приводить к перерасходам наружного воздуха, теплоты и холода.

Центральным разделом книги, основанным на всем предшествующем материале, является методика составления функциональных схем автоматического регулирования центральных СКВ и вентиляции, автономных кондиционеров. Здесь приводится алгоритм оптимального управления и последовательность составления функциональных схем. Объяснены особенности режимов работы, выбора оборудования при позиционном регулировании в автономных кондиционерах. Кроме систем регулирования в книге описаны основные решения систем местного и дистанционного контроля, блокировки,

защиты и диспетчеризации, основные сведения и технические характеристики регуляторов, методы выбора их настроек. Книгу завершают научно обоснованные методики испытания и наладки основных элементов автоматизированных систем: поверхностных аппаратов, сетей воздуховодов, автономных кондиционеров. Основные методики пояснены примерами расчетов.

В книге сделана попытка обобщения ряда опубликованных в разных изданиях материалов и собственных исследований автора. Автор пользуется приятной возможностью выразить признательность за полезные советы и материалы А. А. Рымкевичу, В. И. Лысеву, А. Т. Акимову (ЛТИХП), И. И. Зингерману, З. М. Крастшевскому, Л. М. Берману (ГПИ «Харьковский Сантехпроект»), С. В. Нефелову (ЦНИИпромзданий), А. В. Степанову (ВНИИкондиционер).

Автор с интересом ознакомится с отзывами, предложениями и пожеланиями по книге, которые следует направлять по адресу: 191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10, издательство «Машиностроение».

Глава 1

ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ВЕНТИЛЯЦИИ

Прежде чем непосредственно ознакомиться с автоматизацией, необходимо представлять основные теоретические положения систем вентиляции и кондиционирования воздуха. В этой главе изложены наиболее важные, по мнению автора, вопросы. Вместо классификации систем по разным признакам, достаточно подробно описанной в ряде работ, приводится классификация исходных данных (по А. А. Рымкевичу). Подробно излагается основная терминология техники автоматического управления. Объясняются особенности прежних и новых условных обозначений элементов САУ. Исходя из экономических концепций, рассматриваются требования к системе автоматизации на основе общих принципов оптимизации. Большое внимание уделяется влиянию решений по автоматизации на показатели систем: функциональные, технологические и экономические. Не всякую систему удается автоматизировать, поэтому описаны общие требования к системе при условии ее автоматизации.

1.1. Основные факторы, определяющие решения систем кондиционирования и вентиляции и систем управления

Сложившиеся в современной технической литературе представления о принципах классификации, предложенных разными авторами, имеют ряд общих признаков, но в то же время и некоторые отличия. Как справедливо отмечает А. А. Рымкевич [27], «результатом любой классификации обычно является перечень каких-либо технических решений, позволяющих находить каждому из них свое место». Для систем кондиционирования и вентиляции, решения которых базируются на учете большого числа исходных данных, а также ограничений, разработать такую классификацию весьма сложно. Неслучайно поэтому в литературе нет однозначного решения этого вопроса. Многие известные авторы, такие, как Б. В. Баркалов, Е. Е. Карпис, А. А. Гоголин, А. В. Нестеренко, Е. В. Сте-

фанов, П. В. Участкин, О. Я. Кокорин, В. Н. Языков и др., предложили разные методы классификации. Отдать предпочтение какому-нибудь из них затруднительно, так как каждый отражает то многообразие решений систем, которое сложилось в результате их проектирования и исследования, а также те цели, которые ставили авторы.

В связи с таким общим выводом А. А. Рымкевич для обоснования принципов классификации систем предлагает прежде всего дать классификацию определяющих исходных данных, в которых сосредотачивается все то существенное, что может повлиять на решение систем и их технико-экономические показатели. В предлагаемой А. А. Рымкевичем классификации исходные данные разделены на пять групп. *Первую группу* образуют внутренние и внешние условия функционирования объекта, а именно: конструктивно-компоновочные решения, нормируемые параметры воздуха в помещении, данные о наружных параметрах, данные о нагрузках (тепловой, влажностной и газовой), обобщенные в классы. На основе этих данных удается систематизировать возможные технологические схемы систем. Как известно, наибольшая сложность возникает при наличии множества помещений с разными параметрами воздуха и разными закономерностями изменения нагрузок в течение годового цикла работы объекта. *Во вторую группу* входят специальные ограничения по степени децентрализации систем, обуславливающие применение центральных (общеобменных) или местных приточных и вытяжных систем. Это определяется конструктивно-планировочными решениями здания, особенностями функционирования объекта, технологией производства, характером выделяющихся вредных веществ. *В третью* и *четвертую группу* включены сведения о возможных решениях систем тепло- и хладоснабжения. В качестве источников теплоты могут использоваться естественные (солнечная энергия, геотермальные воды) и искусственные источники (при сжигании топлива и на основе использования электроэнергии), а также «отбросная» теплота. Источники холода могут быть основаны на естественных источниках низкотемпературной воды, искусственных источниках с применением холодильных установок и за счет воздушно-испарительного эффекта охлаждения воды. Особое значение имеют различные способы аккумуляции теплоты и холода, например, при использовании воздухозаборных каналов, проложенных в грунте. Кроме указанных групп имеется еще одна (*пятая*), в которой учитываются технические характеристики отдельных элементов систем и систем тепло- и хладоснабжения.

В свете изложенного рассмотрим один существенный для дальнейшего изложения вопрос, пока не нашедший достаточного разъяснения в литературе. В данной книге рассматриваются характерные решения автоматизации как для систем вентиляции, так и для систем кондиционирования воздуха, не делая разницы между этими системами, а, наоборот, подчеркивая общность задач и принципов подхода. Различие между кондиционированием и вентиляцией можно представить из сравнения формулировок, приведенных в СНиП I-2

«Строительная терминология»: «Кондиционирование воздуха — создание и автоматическое поддержание в закрытых помещениях температуры, относительной влажности, чистоты, состава и скорости движения воздуха, наиболее благоприятных для самочувствия людей, ведения технологических процессов, работы оборудования и приборов, хранения материалов»; «Вентиляция — естественный или искусственный регулируемый воздухообмен в помещениях (закрытых пространствах), обеспечивающий создание воздушной среды в соответствии с санитарно-гигиеническими и технологическими требованиями». Анализ приведенных определений не вскрывает признаков, предопределяющих различие систем.

Различие систем кондиционирования и вентиляции иногда является предметом обсуждения. Достаточно объективный ответ можно получить на основе системного анализа — рассмотрения исходных данных. Различие заключается в том, что эти системы могут поддерживать в помещениях разные параметры и с разной точностью при разных видах и закономерностях изменения нагрузок. Кроме того, различаются наружные расчетные параметры и область расчетного наружного климата при проектировании этих систем, различаются ограничения, накладываемые на эти системы, оборудование и средства управления.

Рассмотрим наиболее характерные исходные данные объектов и те решения по автоматизации (точнее, регулированию), которые можно принимать в этих случаях. Отметим, что практически все составляющие исходных данных влияют на решения систем регулирования. Для систематизированного изложения рассмотрим характерные исходные данные.

Заданные параметры, необходимость их индивидуального изменения наряду с архитектурно-строительными решениями здания влияют на применение одно- или многозональных по регулированию систем. Способ задания параметров совместно с нагрузками определяет совокупность режимов работы системы и алгоритм ее функционирования. Если выбирают зависимые регулируемые параметры, то это приводит к зависимости контуров регулирования. Например, изменение тепловой нагрузки помещения влияет не только на температуру воздуха, но и на относительную влажность как регулируемый параметр. Неравномерность (распределенность) параметров в помещении и характерных местах системы затрудняет измерение характерного (среднего, балансового) значения параметра, а малая скорость (подвижность) воздуха в помещении приводит к значительной инерционности первичных преобразователей. Величина допустимого отклонения параметра может быть различной. Если она сравнительно велика, то применяют традиционные решения и серийные приборы автоматизации. Если же заданное отклонение достаточно мало, то применяют специальные решения (см. п. 1.7). В зависимости от заданного закона изменения параметра применяют системы стабилизации или программного регулирования.

Нагрузки помещения различают по видам, составляющим и их долям, закономерностям изменения (распределения) и корреляцион-

ной связи составляющих одного или разных видов. Тепловая и влажностная нагрузки ассимилируются приточным воздухом, а газовая — наружным. Наиболее простые решения можно применять в том случае, если нагрузка постоянная. При переменной тепловой нагрузке температуру в помещении требуется стабилизировать. Неравномерность тепловой нагрузки в пространстве требует пропорциональных этой нагрузке локальных расходов воздуха. При переменном и значительном облучении рабочих мест температура в помещении должна выбираться переменной. В этих условиях и при наличии преобладающей составляющей тепловой нагрузки может оказаться эффективным регулирование по отклонению с коррекцией по нагрузке. Величина и диапазон изменения влажностной нагрузки предопределяют допустимость косвенного поддержания влажности.

Во многих случаях газовая нагрузка, определяющая расход наружного воздуха, принимается постоянной. В случае ее изменения надо стремиться управлять расходом наружного воздуха, что позволило бы сократить расходы теплоты и холода системами. Нагрузки помещения при автоматизации систем являются возмущающими воздействиями, которые отклоняют регулируемые параметры от их заданных значений, и компенсируются управляющими воздействиями. Поэтому экстремальные (минимальное и максимальное) значения каждой из нагрузок определяют соответствующие значения управляющих воздействий, т. е. расходов теплоты, холода и влаги. Соотношение средних относительных величин тепловой и влажностной нагрузок влияет на согласование управляющих воздействий с регулируемыми параметрами. Правильное решение позволяет рационально использовать расходы теплоты и энергии (см. п. 5.1). Важны и корреляционные связи. Так, доля поступлений теплоты от солнечной радиации в тепловой нагрузке помещений одного фасада учитывается при выборе индивидуального или пофасадного регулирования температуры. Большая доля внутренних тепловыделений в тепловой нагрузке помещения и их случайный характер изменения требуют зонирования (по регулированию). Большая доля тепловыделений людей в тепловой нагрузке во многих случаях означает, что тепловая и влажностная нагрузки меняются взаимосвязанно, в ряде объектов аналогично изменяется и газовая нагрузка. В последнем случае вместе с производительностью системы пропорционально изменяется минимальный расход наружного воздуха. При независимом изменении нагрузок система управления должна независимо управлять расходами приточного и наружного воздуха.

Можно привести и другие примеры влияния исходных данных на решения по управлению системой.

1.2. Основная терминология техники автоматического управления

Задачи, решаемые системой автоматизации, кратко можно сформулировать так:

создание и автоматическое поддержание требуемых параметров состояния и газового состава, содержания примесей (паров, аэро-

золей) в замкнутых пространствах (помещениях) и в характерных точках системы с заданной точностью;

обеспечение заданной последовательности управления процессами обработки воздуха, расходами и давлениями в отдельных частях системы (алгоритма функционирования системы) с целью поддержания заданных параметров воздушной среды при мгновенных и годовых расходах теплоты, холода, электроэнергии и воды, приближающихся к своим минимально неизбежным величинам (для данных технических устройств);

сокращение численности и трудоемкости работы обслуживающего персонала при общем условии минимизации приведенных затрат по системе и с учетом внешних связей;

предупреждение аварийного повреждения системы, а также локализация аварии, если она уже возникла;

возможность местного и дистанционного контроля за работой элементов системы и эффективностью поддержания параметров.

Все системы управления делят на следующие:

1) системы автоматического контроля, которые с помощью технических средств автоматизации измеряют, обрабатывают и представляют в удобном для наблюдения виде информацию о состоянии контролируемых и измеряемых параметров объекта управления;

2) системы операторного управления, которые осуществляют воздействие на параметры объекта управления оператором через технические средства автоматизации;

3) системы блокировки и защиты, которые осуществляют остановку, деблокирование, а также аварийное включение или выключение отдельных технических средств или всего технологического процесса при возникновении режимов, которые могут привести к аварийной ситуации;

4) системы программного управления, осуществляющие включение-выключение отдельных элементов технологического оборудования по заданной программе во времени;

5) системы автоматического регулирования, осуществляющие поддержание параметра на заданном уровне (стабилизацию) или программное изменение; эти подсистемы наиболее распространены и ответственны.

Системой управления называется комплекс информационно-управляющих устройств и объектов управления, находящихся во взаимодействии. Если основные функции управления в такой системе осуществляются без участия человека, то такой комплекс называется *автоматической системой управления* (АСУ). Если же в процессе управления требуется вмешательство оператора, но при этом используются технические средства информации, то такая система называется *автоматизированной системой управления. Комплексной АСУ* называется такая система, которая функционирует без вмешательства человека при выполнении всего технологического процесса.

При автоматизации различных технологических процессов (в том числе разнообразных процессов в системах вентиляции и кондицио-

нирования) имеют дело с *информационно-управляемой системой* как совокупностью технических средств автоматизации и комплекса оборудования. с помощью которых осуществляют данный процесс. Принципиальная схема информационно-управляемой системы показана на рис. 1.1 (*1—5* — контуры регулирования).

Управляемая система есть комплекс оборудования для тепловлажностной обработки, очистки, перемещения и распределения воздуха, а комплекс технических средств автоматизации является управляющей системой. Эти две системы находятся в тесном и постоянном взаимодействии. Управляемая часть системы (кондиционирования и вентиляции) состоит из нескольких управляемых объектов (аппаратов, нагнетателей), объединенных единством цели функционирования, каждый из которых представляет техническое устройство, требуемый режим которого или требуемый характер протекания того или иного технологического процесса должен поддерживаться при помощи управляющих воздействий (наружный воздух является исходной обрабатываемой средой).

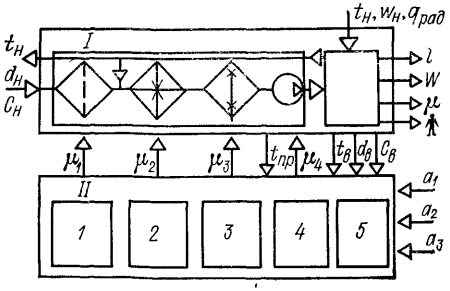


Рис. 1.1. Принципиальная схема информационно-управляемой системы (на примере управления системой кондиционирования или вентиляции):

I — управляемая система; *II* — управляющая система

Функциональными частями управляемой системы являются следующие: установка (кондиционирования или вентиляции), аппараты, нагнетатели и устройства которой осуществляют нагревание, охлаждение, осушение и увлажнение, очистку, смешивание и перемещение наружного и рециркуляционного воздуха с целью придания ему требуемых свойств (кондиций) и подачи в обслуживаемое помещение; помещение, где находится непосредственный объект, требующий кондиционирования или вентиляции (человек, деталь, продукция и п.); устройства термодинамической обратной связи, с помощью которых утилизируется энергия или используется уходящий из помещения воздух. В последнем целенаправленно используются теплофизические результаты функционирования системы для улучшения энергетических показателей процессов.

Управляемая система характеризуется нагрузками в помещении (тепловой $Q_{пом}$, влажностной $G_{вл}$ и газовой $G_{вр}$) и параметрами состояния, которые можно разделить на две группы. В первую группу входят регулируемые параметры воздуха (иначе выходные переменные): термодинамические — температура $t_в$, влагосодержание $d_в$ или относительная влажность $\varphi_в$ —, аэродинамические — подвижность (скаляр скорости) ω, расход L (G), избыточное давление Δp по отношению к окружающей среде, содержание примесей (концентрация вредного вещества в воздухе C) в помещении и в характерных

точках системы. Эти параметры подлежат измерению техническими средствами управляющей системы.

Есть и другая группа параметров, которую нельзя забывать. К ней относятся гигиенические показатели, которые определяют самочувствие человека и тепловой комфорт и которые связаны с параметрами воздушной среды. Все параметры разнообразных технологических процессов трудно перечислить. Для термочувствительных изделий, например, характерным параметром является геометрический размер или его изменение (l на рис. 1.1). Для разнообразных гигроскопических капиллярно-пористых материалов и изделий обеспечивают например, равновесную влажность W, химический потенциал μ, физико-механические свойства: прочность, жесткость и др. Все эти параметры в процессе производства не измеряют, а оценивают через соответствующие параметры воздушной среды. Зная отклонение длины $\Delta l_{доп}$, находят отклонение температуры $\Delta t_{в.\,доп}$, а по величинам ΔW, $\Delta\mu$ и другим определяют отклонение влажности ($\Delta\varphi_{в.\,доп}$ или $\Delta d_{в.\,доп}$). Методика такого расчета изложена в п. 2.4. Отметим, что определение отклонений параметров является важным этапом подготовки исходных данных для автоматизации систем.

На состояние объекта управления для данного технологического процесса оказывают влияние нагрузки объекта и параметры внешней среды. Последние влияют на состояние объекта двумя путями: один учитывает влияние параметров наружного воздуха, забираемого в систему; другой — воздействие наружной среды на объект через те или иные наружные ограждения. Степень влияния внешней среды на систему переменна и зависит от количества забираемого наружного воздуха, площади наружных ограждений, прежде всего остекления, его герметичности и других факторов. Пространственные и временные изменения состояния атмосферы и параметры наружного воздуха являются случайными величинами, которые не могут быть каким-либо образом принудительно изменены в процессе управления системой, т. е. не подвержены управлению.

Кроме внешних возмущающих воздействий и нагрузок на объект управления влияют параметры, сформированные управляющей системой — управляющие (регулирующие) воздействия. С их помощью ликвидируется сигнал рассогласования и регулируемый параметр возвращается регулятором к заданному значению. Управляющие воздействия обозначены на рис. 1.1 как μ_1, μ_2, μ_3 ... и определяются положением тех или иных регулирующих органов на воздухе, тепло- и хладоносителе. В ряде случаев в автоматизированных системах могут появляться еще одни внутренние воздействия, которые являются управляющими в одном контуре и одновременно возмущающими в другом.

Характерным примером является расход воздуха как управляющее воздействие в контуре стабилизации одного параметра (например, температуры воздуха) и одновременно возмущающее воздействие в контуре стабилизации другого параметра (например, влагосодержания или давления воздуха).

В управляющую систему могут подаваться внешние корректирующие или задающие воздействия a_1, a_2, a_3. Они нужны для задания и перестройки режимов управления объектом. И объект автоматизации, и технические средства могут иметь сложную структуру. Объект может состоять из нескольких и даже многих звеньев управления, связанных между собой и взаимодействующих друг с другом.

Целью управления обычно считают задачу обеспечения заданного значения качественных показателей при любых возможных возмущениях и при любых значениях воздействий на объект. Заданные значения могут быть обеспечены при разном потреблении технологических показателей, т. е. расходов теплоты, холода, воздуха и воды. Оптимальное управление должно обеспечить сокращение энергозатрат (до минимальных значений) при условии достижения минимума приведенных затрат или другого критерия.

Технологические процессы в системе (кондиционирования или вентиляции), их последовательность и направленность иногда называют *движением системы*, а совокупность параметров — *переменным состоянием*. Система работает в условиях непрерывного отклонения внешних и внутренних параметров и нагрузок (т. е. переменных состояний) от некоторых фиксированных (расчетных) значений. Неорганизованные, неуправляемые воздействия на объект, которые могут появляться и исчезать в произвольные моменты времени и изменяться по произвольному закону, существенно влияющие на показатели процессов, являются возмущающими воздействиями.

Достижение системой кондиционирования воздуха цели функционирования, а также обеспечение некоторых показателей эффективности в условиях непрерывного действия возмущений становится возможным только при организации управления процессами, протекающими в аппаратах системы. *Под управлением системой* (кондиционирования или вентиляции) подразумевается переработка некоторой воспринятой информации в сигналы, направляющие работу аппаратов, нагнетателей и других устройств системы на изменение параметров обменивающихся сред путем изменения расхода или разделения потока движения той или иной среды. Этим подчеркивается, что в конечном счете управляющее воздействие направлено на изменение расхода или температуры среды.

1.3. Условные обозначения элементов систем автоматизации

До последнего времени находят применение разные, иногда достаточно произвольные обозначения элементов систем кондиционирования и вентиляции на схемах, видах и других чертежах. Для того чтобы упорядочить применяемые условные обозначения в соответствии с ЕСКД, в книге использованы обозначения на схемах основных элементов систем кондиционирования воздуха и вентиляции.

Для обозначения элементов схем автоматизации производственных процессов ранее применялся ГОСТ 3925—59 («Обозначения ос-

новных величин и условные изображения приборов в схемах автоматизации производственных процессов»). Особенность обозначений заключалась в том, что для первичного преобразователя (датчика) требовалось указывать принцип измерения (например, для измерения температуры использование принципа расширения, изменения давления или электрического сопротивления и т. п.). Для вторичных преобразователей требовалось указать закон регулирования (П, $Р_с$, ПИ и др.) и вид передачи (электрическая, пневматическая, гидравлическая или механическая). Очевидно, что профессиональное решение этих вопросов находится вне компетенции многочисленных специалистов-технологов (в том числе по вентиляции и кондиционированию воздуха), а известны только специалистам по автоматизации и контрольно-измерительным приборам. Поэтому специалист-технолог не мог составить правильную функциональную схему в соответствии с ранее применявшимися обозначениями.

В новом стандарте ОСТ 36-27—77 («Приборы и средства автоматизации. Обозначения условные в схемах автоматизации технологических процессов») обозначения элементов значительно изменены при общем упрощении функциональной схемы автоматизации (регулирования, контроля, защиты, блокировки и сигнализации). Обозначения по ОСТ 36-27—77 могут быть успешно использованы специалистами-технологами разнообразных отраслей техники, и в том числе специалистами по вентиляции и кондиционированию. В стандарте учтены рекомендации по стандартизации Совета Экономической Взаимопомощи РС 4388—74 «Приборы и средства автоматизации. Схемы автоматизации технологических процессов. Условные обозначения» и проект стандарта Международного Конгресса по стандартизации ISO/DIS 3511/1. Краткий перечень его обозначений приведен немного ниже. Принят достаточно простой способ изображения первичных и вторичных преобразователей, исполнительных механизмов. Так, первичные преобразователи и вторичные приборы обозначаются кружками диаметром 10 мм, а исполнительные механизмы — квадратами со стороной 5 мм. В кружках проставляют латинские буквы, обозначающие измеряемый параметр и функции, выполняемые прибором. Для прибора, устанавливаемого на пульте (щите), цифры записывают в верхней половине кружка.

Приведем простейшие примеры обозначения первичных преобразователей и вторичных приборов. В технике автоматизации систем кондиционирования и вентиляции применяют такие обозначения регулируемых параметров воздуха: T — температура, M — влажность (влагосодержание); P — давление; F — расход; Q — качество, состав (например, концентрация); D — разность, перепад; E — любая электрическая величина. Функции, выполняемые прибором, обозначаются так: C — регулирование (управление); I — показание; R — регистрация (запись); A — сигнализация, J — переключение, обегание; S — включение, отключение, переключение. На основе этих обозначений запись TE означает первичный измерительный преобразователь (чувствительный элемент) для измерения температуры; TI — прибор для измерения температуры;

показывающий (например, ртутный термометр); *MIRC* — прибор для измерения влажности, показывающий, регистрирующий и регулирующий; *PDJC* — прибор, измеряющий разность давлений с обегающим устройством, регулирующий.

Для исполнительных механизмов регламентируется обозначение дополнительного ручного привода и положение исполнительного механизма при снятии напряжения или управляющего сигнала. Так, например, стрелка, направленная по линии связи от ИМ к регулирующему органу, означает, что последний должен быть закрыт при снятии напряжения или управляющего сигнала. Регламентация положения имеет значение для регулирующих органов, осуществляющих связь системы с наружной средой (клапаны наружного и выбросного воздуха) и герметизацию системы (направляющие аппараты приточного и рециркуляционно-вытяжного вентиляторов); при отрицательной температуре наружного воздуха эта блокировка позволяет предохранить оборудование системы от замерзания воды, что обеспечивает сохранение работоспособности системы.

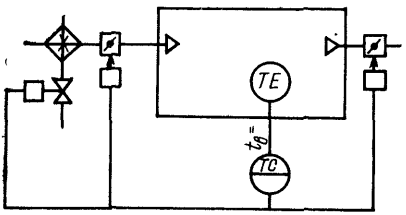


Рис. 1.2. Пример изображения схемы автоматической стабилизации температуры воздуха в помещении с условными обозначениями по ОСТ 36-27—77

Пример простейшей схемы автоматической стабилизации в обозначениях по ОСТ 36-27—77 приведен на рис. 1.2.

1.4. Современные требования к системе автоматизации на основе общих принципов оптимизации[1]

Задача систем автоматизации заключается прежде всего в обеспечении алгоритма функционирования системы для основного технологического процесса. Качественная разработка систем кондиционирования и вентиляции требует проведения технико-экономического исследования по выбору структуры и средств технического обеспечения.

В сфере производства материальных ценностей системы кондиционирования и вентиляции являются вспомогательными, обеспечивающими одно из необходимых условий проведения основного технологического процесса. По отношению к рассматриваемым системам понятия производства, производительности, прибыли не применяются, хотя связь и влияние на эти понятия могут иметь место. В основном технологическом процессе показателем экономической эффективности обычно является прибыль, поэтому для оценки эффективности работы управляемой системы (кондиционирования и вентиляции) следует выбирать показатель, связанный с прибылью основного технологического процесса или с социально-экономической

[1] Здесь использованы материалы С. В. Нефелова (ЦНИИпромзданий).

эффективностью, за счет улучшения условий труда и отдыха, уменьшения текучести рабочей силы. В системах технологического кондиционирования основным является показатель результатов функционирования систем КВ — это зависимость изменения прибыли в основном технологическом процессе от параметров воздуха в рабочей зоне помещения. Аналогичный подход может иметь место в тех комфортных системах, где функционирование системы отражается на прибыли (например, кинотеатр, посещаемость его в жаркий период года).

Кроме того, себестоимость функционирования системы определяется годовыми эксплуатационными затратами, включающими стоимость теплоты, холода, электроэнергии, воды, затратами, зависящими от капитальных затрат (амортизационные отчисления, затраты на ремонт, общеобъектные и прочие расходы), и зарплатой обслуживающего персонала. Выделим отдельно капитальные затраты на средства автоматизации, которые могут меняться и определять мгновенные и годовые расходы теплоты, холода, электроэнергии и воды, а также влиять на численность обслуживающего персонала. Таким образом, средства автоматизации находятся во взаимосвязи с рядом статей эксплуатационных расходов. Так, управление воздухонагревателем определяет расход теплоты, управление вентилятором — расход электроэнергии. Перерасход теплоты и энергии нет смысла рассматривать в переходном процессе, где суммарное отклонение нивелируется из-за знакопеременности возмущающего воздействия и ограниченной длительности.

Общая технико-экономическая постановка задачи управления системой кондиционирования и вентиляции является многокритериальной. В качестве критерия управления правомерно рассматривать максимум прибыли основного технологического процесса, если известна связь показателей этого процесса и системы. При отсутствии данных, характеризующих такую связь, рассматривают минимум приведенных затрат на автоматизированную систему

$$П = [E_н (K_{сист} + K_{упр}) + C_а + C_р + C_о + C_з + C_т + C_х + C_э + C_w]_{min}, \quad (1.1)$$

где индексы слагаемых эксплуатационных затрат обозначают: а — амортизация; р — ремонт; о — общеобъектные расходы; з — зарплата персонала; т — теплота; х — холод; э — электроэнергия; w — вода. При этом расходы топлива и электроэнергии не постоянны, а зависят от решений системы управления. Величины $C_а$, $C_р$ и $C_о$ определяются процентом от капитальных затрат и в сумме по данным экономистов составляют около 18,3 %. Нормативный коэффициент сравнительной экономической эффективности принимают $E_н = 0{,}15$. С учетом этих значений выражение (1.1) преобразуется к виду

$$П = [0{,}333 (K_{сист} + K_{упр}) + C_з + C_т + C_х + C_э + C_w]_{min}. \quad (1.2)$$

Специально минимизировать затраты на средства автоматического управления не следует, так как этот показатель не является комплексным (как, например, приведенные затраты) и находится во взаимосвязи с рядом статей эксплуатационных затрат.

Максимум прибыли основного технологического процесса и минимум приведенных затрат по системе взаимосвязаны: первый характеризует систему в сфере ее использования, второй — в сфере эксплуатации.

Показатели ценности результатов функционирования систем (в сфере использования) в настоящее время мало изучены. В одних случаях их относят к социальному эффекту и не подсчитывают. В других случаях, как при технологическом кондиционировании, известны лишь нормируемые пределы параметров воздушной среды помещения, при обеспечении которых сохраняются заданные количество и качество выпускаемой продукции. В ходе системного исследования основного технологического процесса требуется определять зависимость объема и количественных показателей выпускаемой продукции от параметров воздушной среды помещения. По этим данным можно определить оптимальные значения статической и динамической точности стабилизации параметров воздуха в рабочей зоне помещения. Эти значения будут оптимальны по критерию максимума прибыли в основном технологическом процессе. На практике решение такой задачи осложнено влиянием разных факторов. Например, при одном и том же технологическом процессе параметры воздуха могут быть переменными и зависеть от вида и свойств сырья и применяемых в процессе материалов. Еще более сложно оценить влияние систем в социальной сфере. В этих случаях правомерно сравнение систем в эквивалентных условиях применения, для этого рассматривается минимум приведенных затрат по системам (управляемой и управляющей ее части). Увеличение капитальных затрат на систему автоматизации может компенсироваться снижением эксплуатационных расходов (теплоты, холода, электроэнергии) в системе.

В задаче отыскания алгоритма управления выделим два качества, характеризующих назначение системы и условия ее работы: точность и экономичность управления. В то же время выполнение таких требований к системе, как надежность, стоимость и т. д., оценивается и учитывается на этапе технической реализации системы. Выбранные критерии представим как показатели качества управления (потребление теплоты, холода, электроэнергии, воды системой) и цели управления (точность поддержания параметра), причем будем полагать, что первый не зависит в явной форме от второго. При выборе критерия качества переходного процесса для объектов систем кондиционирования и вентиляции наиболее применим критерий минимума отклонения, учитывающий длительность и характер переходного процесса (см. п. 4.5).

Таким образом, задача синтеза оптимального управления системой может быть разделена на определение оптимальной программы и оптимального закона управления.

1.5. Влияние решений по автоматизации на показатели систем

Решения управляющей системы влияют на оптимизацию всей системы в целом [15, 28]. Связи управляющей и управляемой систем настолько многообразны, что принимаемые по автоматизации решения влияют на целый ряд показателей, в том числе на капитальные затраты и отчисления от них, зарплату обслуживающего персонала, годовые расходы теплоты, холода, электроэнергии и воды Прокомментировать все связи в полном объеме весьма сложно. Остановимся только на принципиальных положениях. Выше (см. п 1 4) было подчеркнуто, что управляющая система предопределяет три группы показателей: функциональные (отклонения параметров от заданных значений), технологические (годовые расходы теплоты, холода, воды, наружного и общего воздуха), экономические (стоимость теплоты, холода, электроэнергии и воды).

Рассмотрим существенные решения по автоматизации, влияющие на те или иные показатели систем. Статические и динамические (в переходном процессе) отклонения параметров в значительной мере зависят от характеристик применяемых регуляторов и их настроек. В более сложных регуляторах, имеющих ряд настроек, статическую ошибку удается уменьшить до минимума (по сравнению с более простыми регуляторами). В ряде объектов малого отклонения параметра можно достичь в том случае, если использовать простые позиционные регуляторы и объективное свойство теплоаккумуляции ограждениями и оборудованием помещения. Настройки регуляторов, как известно, определяют устойчивость процесса регулирования и требуемое его качество. При выборе настроек типовых регуляторов (см. п. 8.5) основная трудность заключается в переменности статических и динамических характеристик объекта управления (например, коэффициента передачи, постоянной времени и др.) в разных точках диапазона регулирования.

Выполнение заданных функций возможно при правильной установке первичных преобразователей. Они должны измерять не любое локальное (случайное), а представительное (среднее, балансовое) значение параметра. Так как неоднородность поля параметра не поддается расчету, то место установки датчика определяют не при проектировании, а на стадии наладки и испытания системы. Имея в виду все пространство помещения, регулируемый параметр измеряют и стабилизируют в непосредственной близости от объекта кондиционирования и вентиляции (рабочего места, детали, продукции и др.).

Отклонения параметра зависят от выбора числа идентичных (параллельных) первичных преобразователей и соответствующих контуров автоматической стабилизации параметра. Известно, что нагрузки помещения (тепловая, влажностная и газовая), параметры состояния и состава подаваемого воздуха и его количество обычно балансируются только в пределах всего помещения. При этом локальные балансы вещества и энергии в отдельных частях (зонах)

помещения обычно не выдерживаются. В результате такого дисбаланса проявляется неравномерность (распределенность) параметра. В этом смысле под идеальным вентилированием помещения понимается сбалансированность прихода и расхода энергии в отдельных микрообъемах. Ее можно достичь только в наиболее простых случаях, например при равномерно размещенных в плане теплоисточниках и равномерной подаче воздуха (например, через перфорированные потолки). В более общих случаях задача становится неразрешимой, так как и в ее основе лежат закономерности распределения и изменения нагрузок, их переноса воздушными потоками в помещении. Не случайно поэтому, что количество идентичных первичных преобразователей выбирают в известной мере произвольно: например, при равномерно размещенных источниках теплоты помещение зонируют, разбивая его на квадраты или прямоугольники. Площадь такой зоны выбирают тоже произвольно, хотя считают, что она зависит от допустимых отклонений параметра в пространстве: например, при отклонении температуры ± 1 °С площадь одной зоны выбирают произвольно около тысячи квадратных метров. При протяженном (в плане) технологическом оборудовании очертания зон выбирают с учетом конфигурации оборудования. В производственных помещениях большой площади (до 100 тыс. м^2) число зон стабилизации параметра достигает нескольких десятков. Аналогичная задача возникает в многокомнатных административно-общественных зданиях. В одну зону может входить несколько помещений с наружными ограждениями, ориентированными на один фасад, если в тепловой нагрузке преобладает солнечная радиация.

Отклонения параметра возрастают при использовании косвенного метода его стабилизации. Долгое время из-за отсутствия серийно выпускаемых влагорегуляторов влажность и влагосодержание поддерживали косвенно, стабилизируя температуру приточного воздуха в объектах, где отношение $G_{вл}/G_в$ незначительно и мало меняется. По мере разработки приборов, регулирующих влажность, замена косвенного регулирования прямым приводит к уменьшению отклонений и соответствующему технологическому эффекту.

Отклонения параметров воздушной среды помещения могут существенно возрастать по величине и продолжительности при работе системы защиты (блокировки). Характерный в этом отношении пример — срабатывание защиты от замерзания воды в рабочих режимах, как следствие неправильного выбора способа управления воздухонагревателем (см. п. 5.2).

Рассмотрим теперь влияние решений по автоматизации на энергетические показатели систем. Мгновенные и годовые расходы теплоты, холода, электроэнергии и воды наибольшие, если аппараты и нагнетатели систем неуправляемы. Методика оценки перерасходов теплоты и электроэнергии в этом случае приведена в п. 4.6. Применение управления воздухонагревателем позволяет реализовать снижение расхода теплоты, управление воздухоохладителем — расхода холода, управление вентиляторами и насосами — расхода электроэнергии. В системах вентиляции малой производительности в соот-

ветствии с нормами проектирования (СНиП II-33—75) объем применения средств автоматизации весьма ограничен. В каждом конкретном случае необходимость автоматического управления оборудованием системы вентиляции определяется технико-экономическим расчетом в зависимости от нагрузок, их изменения, расхода наружного воздуха, климатических условий и других факторов. Поэтому нижний предел (10 тыс. $м^3/ч$ производительности системы) применения средств автоматического управления можно считать не всегда экономически обоснованным. Напомним, что в нормах проектирования (СНиП IIГ.7—62) управление воздухонагревателем было рекомендовано при расчетной теплопроизводительности 2 млн. кДж и более.

Наиболее общим условием потребления энергии и теплоты системой является принятый алгоритм функционирования системы. Он может быть достаточно простым или весьма сложным, что зависит от разнообразия сочетаний исходных данных объекта. Использование средств управления может свести к минимуму расходы теплоты и энергии. Уже сейчас системы при сравнительно простых исходных данных могут работать в режимах, близких к оптимальным по расходам теплоты и энергии, причем на основе серийной аппаратуры и средств автоматизации.

Не всегда, а только при тщательном обосновании следует стремиться к выполнению всех условий оптимальной обработки воздуха, все зависит от той «цены», которой это достигается Может потребоваться достаточно сложная аппаратура управления и затраты на ее приобретение не всегда окупаются за счет снижения некоторых статей эксплуатационных затрат. Поясним эту мысль кратким примером.

Известно, что наибольшие сложности в управлении возникают в том случае, если параметры в помещении заданы многоугольником. Алгоритм управления должен предусматривать «порядок» перемещения сочетаний параметров по границе этого многоугольника. Расходы теплоты будут минимальны, если в режиме его потребления поддерживается состояние воздуха в помещении при минимальной энтальпии (т. е. при минимальной температуре и относительной влажности). Рассуждая аналогично, расходы холода будут минимальны, если в режимах с потреблением холода параметры в помещении будут поддерживаться при максимальной энтальпии (т. е. при максимальной температуре воздуха и относительной влажности). Существующие средства автоматизации такое условие управления могут обеспечить. Более сложно обеспечить серийными приборами изменение параметров по границе многоугольника в режимах без потребления теплоты и холода. Несовершенство управления может сказаться на перерасходе влаги (при экономии воздуха и электроэнергии на его перемещение) или наоборот. Усложнение аппаратуры управления, применение специальных управляющих машин целесообразно в том случае, если окупится экономией электроэнергии (при перерасходе влаги) или наоборот.

Покажем, что при отсутствии управления процессами изоэнтальпийного увлажнения воздуха в оросительной камере перерасходы

влаги в средних условиях будут значительно меньше, чем экономия электроэнергии на перемещение воздуха приточным и вытяжным вентиляторами за счет увеличения рабочей разности температур. Отметим, что увеличение влагосодержания обрабатываемого воздуха на Δd соответствует снижению температуры воздуха на $\Delta t = i_{\text{п}} \cdot \Delta d / c_{\text{рв}}$, например при $\Delta d = 0{,}001$ энтальпии пара $i_{\text{п}} = 2500$ кДж/кг и теплоемкости $c_{\text{рв}} = 1$ кДж/(кг·°С) имеем $\Delta t = 2500 \cdot 0{,}001/1 = 2{,}5$ °С, что при рабочей разности температур уходящего и приточного воздуха $\Delta t_{\text{р}} = t_{\text{ух}} - t_{\text{пр}} = 8$ °С означает снижение производительности вентиляторов на $(8 + 2{,}5)/8 = 1{,}3$ (30 %). Пусть первоначальный расход воздуха в системе был $G_{\text{в}} = 10^5$ кг/ч, в этом случае часовой расход влаги на дополнительное увлажнение воздуха составлял $\Delta G_w = G_{\text{в}} \Delta d = 10^5 \cdot 0{,}001 = 100$ кг/ч $= 0{,}1$ м³/ч, что при стоимости 1 м³ воды 0,1 руб. приведет к перерасходу $\Delta C_w = c'_w \Delta G_w = 0{,}1 \cdot 0{,}1 = 0{,}01$ руб./ч. В то же время сокращение расхода воздуха пропорционально увеличению рабочей разности температур на $\Delta t_{\text{р}} = 2{,}5°$ (30 %) при давлении приточного и вытяжного вентиляторов $p_{\text{пр}} + p_{\text{выт}} = 1800$ Па приведет к сокращению часового расхода электроэнергии при управлении производительностью вентиляторов с помощью направляющих аппаратов

$$\Delta W = \frac{(p_{\text{пр}} + p_{\text{выт}}) G_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}} 3600 \cdot 1000 \eta_{\text{уст}}} (1 - \bar{G}_{\text{в}}^2) =$$

$$= \frac{1800 \cdot 10^5}{1{,}2 \cdot 3600 \cdot 1000 \cdot 0{,}65} (1 - 0{,}77^2) = 26 \text{ кВт},$$

где $\eta_{\text{уст}}$ — КПД вентиляционной установки; $\rho_{\text{в}}$ — плотность воздуха. При стоимости 1 кВт·ч 0,01 руб. стоимость сэкономленной электроэнергии составит $\Delta C_{\text{э}} = c'_{\text{э}} \Delta W = 0{,}01 \cdot 26 = 0{,}26$ руб./ч, что на порядок больше стоимости перерасходованной воды.

Обобщая результат расчета, отметим, что отдельные статьи эксплуатационных затрат при решении задачи оптимизации системы меняются взаимосвязанно и в разном направлении. На эту особенность технологических режимов работы систем обратил внимание А. А. Рымкевич, подчеркнув, «... что не всегда удается одновременно минимизировать все технологические показатели» [26]. По этой причине он предложил рассматривать три варианта очередности минимизации энергии и вещества, назвав их ранжировками. Первая из них минимизирует потребление холода и теплоты, затем расходы воздуха и воды. Вторая ранжировка предлагает в первую очередь минимизацию расхода воздуха, обрабатываемого в системе, затем расхода теплоты, холода и т. д. Третья ранжировка предусматривает минимизацию расхода воды на увлажнение, затем расхода теплоты, холода и т. д. Заметим, что минимизация одного из технологических показателей (например, $C_{\text{т}} + C_{\text{х}} = \min$) не обязательно удовлетворяет минимизации приведенных затрат, учитывающих все статьи расходов. Так как общепринятым критерием оптимизации являются приведенные затраты, то их и следует минимизировать, тем более, что критерием может быть только одна величина.

Покажем, что при различных вариантах алгоритма управления системой могут по-разному меняться расходы наружного и общего воздуха. Эта особенность рассмотрена А. Т. Акимовым (ЛТИХП). Обратим внимание, что затраты на наружный воздух могут быть связаны с его очисткой (например, при большой концентрации аэрозолей, при высоких требованиях к чистоте воздуха в помещении). Переменность количества наружного воздуха, достигаемая дросселированием потока, одновременное управление расходами рециркуляционного и выбросного воздуха сохраняют постоянной производительность вентиляторов и потребление электроэнергии. Затраты на общий воздух связаны с его перемещением в приточной и вытя-



Рис. 1.3. Изображение в I—d-диаграмме термодинамического состояния системы при задании параметров воздуха изотермой (*а*) и базовые графики (*б*) при управлении системой с целью минимизации общего воздухообмена (сплошные линии) или минимизации расхода $m_{нар}$ (штриховые линии)

жной частях системы. Перемещение 1 кг/ч воздуха по системе при суммарном давлении приточного и вытяжного вентиляторов, равном, например, 1800 Па при КПД вентиляторной установки $\eta_{уст} = 0{,}65$ требует 0,64 Вт.

Рассмотрим расчетную схему системы, если внутренние параметры заданы изотермой (рис. 1.3, *а*). Пусть параметры внутреннего (*В*) и уходящего (*У*) воздуха близки или одинаковы, а характеристика процесса ассимиляции теплоты и влаги в помещении ε направлена так, как это показано на рис. 1.3, *а*. В графических построениях будем пренебрегать нагревом приточного воздуха в вентиляторе и воздуховодах и считать, что процессы тепловлажностной обработки воздуха в оросительной камере заканчиваются при полном насыщении ($\varphi_к = 1$). В соответствии с представлениями о режимах работы системы при данных условиях таких режимов будет пять. Соответственно область наружного климата может быть представлена пятью зонами. Выберем в каждой из зон по одной точке состояния наружного воздуха ($H_1 — H_5$) и покажем процессы тепловлажностной обработки (рис. 1.3, *а*).

Сравним функционально-технологические показатели систем при разных вариантах управления. Первый вариант будет соответствовать

условию минимизации расхода наружного воздуха, второй — условию минимизации общего расхода воздуха. При параметрах точки H_1 в режиме с потреблением теплоты в обоих вариантах обработка одинакова (нагревание $H_1\bar{H}_1$, смешение и изоэнтальпийное увлажнение до состояния $П_a$), а состояние воздуха в помещении $У_2$. При параметрах точки H_2, в режиме без потребления теплоты и холода система работает, обеспечивая состояние точки $У_2'$ при наименьшем расходе наружного воздуха (первый вариант) и состояние точки $У_a$ при наименьшем расходе общего воздуха (второй вариант). Для реализации первого варианта смесь наружного и рециркуляционного воздуха имеет состояние точки $С_2'$, а после изоэнтальпийного увлажнения — состояние точки $П_2'$. Для реализации второго варианта процесс смешения управляется так, что точка смеси соответствует $С_2$, а после увлажнения приточный воздух имеет состояние точки $П_a$. Таким образом, по окончании режима нагревания воздуха в помещении поддерживается температура воздуха при переменной влажности (в первом варианте) и при постоянной минимальной влажности (во втором варианте). Для состояния наружного воздуха H_3 в первом варианте система работает на смеси $С_3'$ при минимальном расходе наружного воздуха и максимальном расходе общего воздуха. Для того же состояния H_3 можно увлажнять весь наружный воздух, при этом рабочая разность температур во втором варианте будет больше $t_{У2} - t_{П3}$ (вместо $t_{У\,b} - t_{П\,b}$), а общий расход — меньшим. В режимах с потреблением холода, например, для состояния наружного воздуха H_4 и H_5 показатели по сравниваемым вариантам будут одинаковы.

Результаты сравнения удельных расходов наружного $m_{нар}$ и общего m_o воздуха поясняет базовый график (рис. 1.3, *б*). Линия *1—2—3* отражает расход m_o по первому варианту, линия *4—3* — расход $m_{нар}$ по первому варианту. Сплошная линия отражает расходы m_o и $m_{нар}$ по второму варианту в зависимости от энтальпии наружного воздуха. Таким образом, второй вариант управления приводит к снижению общего расхода и увеличению расхода наружного воздуха. Годовые величины перерасхода и сокращения можно получить умножением часовых значений из базового графика при данной $I_{нар}$ на повторяемость параметров в интервале от $I_{нар\,1}$ до $I_{нар\,2}$ за год и сложением полученных произведений. Отметим особенности алгоритма управления системой по сравниваемым вариантам. При использовании первого варианта в области энтальпий наружного воздуха точек $М_{1a} — П_b$ система работает на переменном расходе наружного воздуха, а параметры воздуха в помещении изменяются от $У_a$ до $У_b$. Более просто реализуется второй вариант обработки воздуха: в области энтальпий $М_{1a} — П_a$ система работает на переменном расходе наружного воздуха, поддерживая в помещении состояние точки $У_a$. После перехода на максимум наружного воздуха в области энтальпий точек $П_a — П_b$ применяется неуправляемый изоэнтальпийный процесс, а параметры воздуха в помещении находятся в интервале точек $У_a — У_b$.

В задачу алгоритма функционирования системы входит как важный этап выбор способа управления оборудования (аппаратами и нагнетателями) систем. Мгновенные и годовые расходы теплоты не зависят от способа управления воздухонагревателем. Аналогичные расходы холода зависят от направления процесса в I—d-диаграмме и способа управления воздухоохладителем. Разные способы управления воздухонагревателями не эквивалентны по возникающей опасности замерзания воды в трубках и включению в работы автоматической защиты от замерзания. Особенности конструкции регулирующих органов (водяных клапанов) могут приводить к утечке воды через закрытый клапан, дополнительному нагреванию или охлаждению воздуха, перемещению границ режимов (зон в I—d-диаграмме) работы системы и увеличению времени потребления теплоты и холода.

Известные способы управления нагнетателями (вентиляторами и насосами) при одинаковом расходе среды (воздуха и воды) потребляют разное количество электроэнергии. При этом обычно более сложные и дорогие устройства, работающие на принципе изменения частоты вращения рабочего колеса нагнетателя, обеспечивают более сильное снижение энергии. Выбор способа управления при наличии нескольких устройств (например, вариатора частоты, направляющего аппарата, дроссельного клапана) основан на технико-экономическом расчете с учетом всех исходных данных. Реализации снижения расхода электроэнергии препятствует то, что несмотря на экономическую необоснованность до сих пор выпускаются вентиляторные и насосные установки, не имеющие средств эффективного управления расходом.

Ряд эффективных управляющих воздействий до сих пор мало применяется в отечественной практике автоматизации. Во многих объектах стабилизация параметров воздуха достигается при постоянной производительности системы, что приводит к перерасходам теплоты, холода и электроэнергии. Только малый процент систем (менее 5 %) имеет управляемую производительность. Между тем этот процент может достигать больше половины всех случаев. Особенно мало применяются системы переменного расхода в промышленной вентиляции. Не используется, например, управление подачей насоса оросительной камеры, хотя характеристика насоса позволяет считать, что даже при дросселировании будет снижаться потребляемая мощность.

Отдельно рассмотрим вопрос согласования регулируемых термодинамических параметров состояния воздуха с управляющими воздействиями. Правильное его решение позволяет реализовать экономию энергозатрат. Поясним методику решения этой задачи на конкретном примере. Пусть в помещении с избытками теплоты и влаги нужно стабилизировать температуру и влагосодержание. Для этого можно использовать такие управляющие воздействия, как расход воздуха и один из параметров состояния приточного воздуха. Пусть тепловая нагрузка помещения изменится сильно, а влажностная — незначительно. Если в этих условиях стабилизиро-

вать температуру в помещении, управляя расходом приточного и удаляемого воздуха, то при снижении тепловой нагрузки удается избежать перерасходов теплоты, холода и электроэнергии. Влагосодержание воздуха в помещении можно стабилизировать, управляя влагосодержанием приточного воздуха. Так, при уменьшении влажностной нагрузки помещения будет увеличиваться расход влаги на увлажнение воздуха.

Если регулируемые параметры с управляющими воздействиями согласовать иначе, то при незначительном изменении влажностной нагрузки сокращение расхода воздуха, холода и электроэнергии будет малым. Поэтому общим правилом может быть использование расхода воздуха как управляющего воздействия для стабилизации того параметра состояния, нагрузка которого меняется более сильно, но с учетом возможного ограничения величины расхода.

Серьезным, часто неиспользуемым резервом является рациональное использование управляющих воздействий в нерабочее время в помещениях, где требуется поддерживать заданные параметры, если сырье и продукция остаются в помещении. Нужно учитывать, что в нерабочее время уровни нагрузок (тепловой, влажностной, газовой) снижаются до минимальных значений. В этих условиях нужно полностью использовать возможности управляющих воздействий для максимального снижения энергозатрат, например снижать до минимума расходы наружного и приточного воздуха. Между тем некоторые ведомственные нормы проектирования без каких-либо аргументированных обоснований ограничивают управляющие воздействия. Например, рекомендуется снижать расход приточного воздуха наполовину, что никак не увязано с диапазоном изменения тепловой нагрузки. Ошибочно полагают, что при глубоком снижении расхода нарушается равномерность параметров, например температура, хотя этого не происходит, так как при отсутствии тепловой нагрузки как возмущения неравномерность поля температур уменьшается.

Нужные режимы и минимальное потребление энергии невозможны без использования ряда блокировок. Среди них нужно в первую очередь выделить две:

1) это своевременное включение холодной установки. Так, в центральных системах кондиционирования граница режима потребления холода — изоэнтальпа. На практике специалисты по холодильным установкам не всегда знают особенности режимов работы систем, могут подавать холод, начиная с некоторой температуры (а не энтальпии) наружного воздуха. Это увеличивает продолжительность режима потребления холода и его годовой расход. Возникающие перерасходы могут быть весьма значительны;

2) техническое решение, влияющее на расход холода, — реверс воздушных клапанов по величине энтальпии наружного воздуха. На практике эту блокировку предусматривают не всегда, она даже отсутствует в некоторых типовых решениях автоматизации.

1.6. Требования, предъявляемые к системе при условии ее автоматизации

С позиций системного подхода система кондиционирования (вентиляции) и система автоматизации взаимно связаны и влияют друг на друга, предъявляют требования друг к другу. В ряде случаев встречается представление о том, что «автоматизация все может». Этот подход не совсем верен. Во-первых, практические задачи автоматизации для наиболее сложных случаев, т. е. сочетаний исходных данных, приводящих к многообразию режимов работы и сложного алгоритма функционирования системы, еще ждут своего решения. Во-вторых, в системе не должно быть как ошибок, так и принципиальных ограничений по применению тех или иных методов управления.

Общим условием является то, что *система должна быть подготовлена к автоматизации*. Это положение является общим и поясняется рядом более частных.

Проектирование систем и их АСУ должно вестись совместно специалистами по кондиционированию и вентиляции и специалистами по автоматизации. При таком подходе объект подвергается всестороннему анализу, учитываются требования как управляемой, так и управляющей систем. На практике более распространено раздельное проектирование с выдачей задания на автоматизацию. Контакт между специалистами-смежниками в этом случае оказывается минимальным, что может отражаться в конечном счете на качестве принимаемых решений.

Часто проектировщики идут по пути применения (привязки) типовых решений по автоматизации, в частности по автоматическому регулированию. Типовые схемы не учитывают всего многообразия исходных данных, которые определяют решения по автоматизации, поэтому привязка типовых схем может быть неадекватной исходным данным конкретного проектируемого объекта. Часто оказывается, что использование типовых решений может обеспечить поддержание заданных параметров с заданными отклонениями, но не самым экономичным способом, т. е. при перерасходе технологических показателей. Особенности и недостатки применяемых типовых решений по автоматизации подробно анализируются в п. 7.1.

Оценка исходных данных объекта является основой проектирования систем и ее автоматизации. Неучет тех или иных исходных данных на результаты проектирования отразится в той мере, в которой влияют эти данные. Например, часто не определяют минимальную тепловую нагрузку помещения, поэтому неправильно ведут расчет процесса нагревания воздуха. Расчетный расход теплоносителя оказывается в таком случае заниженным, и автоматический регулятор не сможет поддерживать заданную температуру.

Для проектирования систем и выбора оборудования, которое можно использовать для автоматизации, нужно вводить и широко использовать понятие «расчетный режим». Вместо этого часто используют наружные расчетные параметры, которые определяют расчет-

ную тепло- и холодопроизводительность. Однако расчетный режим для процесса нагревания и процесса изоэнтальпийного увлажнения может не соответствовать наружным расчетным параметрам в холодный период года. Под термином «расчетный режим» будем понимать такое сочетание исходных для расчета некоторого процесса данных, при котором расход тепло-, хладоносителя в аппарате или мощность нагнетателя окажутся максимальными, либо температура тепло(хладо)носителя при неизменном его расходе будет экстремальной. Если аппарат или нагнетатель выбраны на расчетном режиме правильно, то обеспечивается максимальное значение параметра (например, коэффициента эффективности процесса, расхода воздуха и воды и т. п.). Наряду с этим требуется анализировать минимальные значения параметра с учетом конструкции регулирующего органа, способа управления, возможности аварийных ситуаций.

При расчете процессов и выборе оборудования систем производится анализ управляющих воздействий и выбор способа управления тем или иным процессом. Учитывая конкретные условия проектируемой системы, режимы ее работы, особенности выпускаемого оборудования, последовательно рассматривают каждый элемент системы и решают, как им следует управлять. Так, рассматривают возможные способы управления воздухонагревателями, поверхностными воздухоохладителями, оросительными камерами. В аэродинамической части системы рассматривают возможность управления производительностью вентиляторов, расходами наружного, рециркуляционного и выбросного воздуха, расходами воздуха в зональных ответвлениях.

На все элементы системы должны быть определены возмущающие воздействия с указанием диапазона и наибольшей скорости изменения. Например, для помещения нужно знать диапазон изменения всех видов нагрузок: тепловой, влажностной и газовой (в относительном виде $\overline{Q}_{\text{пом min}}$, $\overline{G}_{\text{вл min}}$, $\overline{G}_{\text{вр min}}$), скорость их изменения. Для воздухонагревателя первого подогрева нужно знать диапазон изменения влагосодержания и температуры воздуха перед ним, наибольшую скорость изменения этих параметров.

1.7. Основные разновидности систем регулирования систем кондиционирования и вентиляции

Рассмотрим последовательно основные разновидности систем регулирования, сложившиеся в силу особенностей исходных данных разных объектов.

По виду регулируемого параметра в помещениях или характерных точках системы различают температуру, относительную влажность или влагосодержание, расход, разность давлений, концентрацию вредного вещества. Уравнения, связывающие регулируемый параметр с управляющими и возмущающими воздействиями, приведены в п. 5.1. Регулируемый параметр состояния или состава воздуха определяется значением параметра на входе в помещение, соответствующей нагрузкой помещения как возмущающим воздействием и

расходом приточного или наружного воздуха. Подчеркнем важность стабилизации простых и абсолютных параметров термодинамического состояния воздуха. Часто стремятся стабилизировать относительную влажность воздуха, но для этого параметра не существует балансового уравнения. Изменение относительной влажности воздуха происходит как при изменении тепловой, так и при изменении влажностной нагрузки помещения. При возрастании нагрузки температура возрастает (пусть на 1 °С), а относительная влажность уменьшается (примерно на 3 %). В этих условиях могут работать термо- либо влагорегулятор. Воздействия каждого из них (на примере терморегулятора) можно оценить сигналом на выходе регулятора с коэффициентом передачи $K_р$, зоной нечувствительности $\Delta t_{з.н}$ при коэффициенте передачи первичного преобразователя (датчика) $K_д$, его постоянной времени $T_д$ и линейном изменении температуры в объекте со скоростью $dt_в/d\tau$ по уравнению

$$F = K_р [K_д (\tau - T_д + T_д e^{-\tau/T}) \, dt_в/d\tau - \Delta t_{з.н}]$$

Параметры термодинамического состояния по гигиеническим требованиям принимаются по ГОСТ 12.1.005—76. Технологические требования к параметрам приводятся в отраслевых нормах проектирования и систематизированы в табл. 7.1 справочника [34]. Концентрация вредных веществ в воздухе рабочей зоны также приводится в ГОСТе. Параметры воздуха в характерных точках системы определяются после построения процессов обработки воздуха в I—d-диаграмме.

По величине нормируемого отклонения параметра системы автоматического регулирования можно разделить на системы обычной точности и особоточные (иначе прецизионные). Следует различать статическое отклонение $\delta_{ст}$ (в установившемся процессе) и динамическое отклонение $A_{дин}$ как амплитуду отклонения в колебательном переходном процессе. При одинаковом отклонении технологического параметра (например, длины детали) статическое и динамическое отклонения (например, температуры воздуха) не равны. Они сближаются при уменьшении инерционности детали (ее постоянной времени T) и увеличении периода колебаний $\tau_п$. При отношении $T/\tau_п < 0{,}07$ можно полагать допустимое статическое и динамическое отклонения параметра практически одинаковыми. Заметим, что в замкнутой САР обычно генерируются колебания сравнительно высокой частоты, иначе малого периода. Поэтому указанное неравенство справедливо только для микроскопических объектов. В остальных случаях уже при $T/\tau_п > 0{,}3$ динамическое отклонение больше статического и определяется из соотношения

$$A_{дин} = \sqrt{4\pi^2 (T/\tau_п)^2 + 1}\,\delta_{ст} \approx 2\pi T \delta_{ст}/\tau_п. \qquad (1.3)$$

Обратим внимание, что нормирование статических и динамических отклонений параметров воздуха в помещении является ключом к решению таких основополагающих задач:

1) выбор закона регулирования в системе управления;

2) методика нормирования наружных расчетных параметров для систем кондиционирования и вентиляции (см. п. 4.9);

3) определение расчетной тепловой нагрузки помещения с учетом ее стохастического (п. 4.10) и периодического [31, 32] характера изменения.

Нормы проектирования (п. 4.5 СНиП II-33—75) регламентируют статическое отклонение температуры и относительной влажности ($\pm$ 1° С, $\pm$7 %) при отсутствии специальных технологических требований. Эти отклонения можно полагать в первом приближении соответствующими как гигиеническим требованиям, так и возможностям серийной отечественной аппаратуры автоматизации. Методика определения отклонений описана в п. 2.3 и 2.4.

Граница между обычной и высокой точностью стабилизации параметра переменна и зависит от технического уровня средств автоматизации. Серийные терморегуляторы могут обеспечить статическую точность до 0,8—1,0 °С, влагорегуляторы не подлежат государственной поверке и поэтому их метрологические характеристики неизвестны. Накопленные в разных отраслях данные позволяют сделать вывод, что допустимая статическая ошибка может потребовать применения прецизионных (особоточных) систем: по температуре — для оптики, точного приборо- и станкостроения, по относительной влажности — в текстильной промышленности, на заводах химического волокна, в полиграфической промышленности. Для концентрации аэрозолей как регулируемого параметра состава воздушной среды требуется обеспечить несколько десятков пылинок в литре воздуха.

Рассмотрим, каким путем можно поддерживать температуру с малым отклонением. Таких путей несколько. Один из них связан с применением специально изготовленных первичных преобразователей высокой чувствительности. Так, в конструкции, использованной В. В. Ловцовым, регулятор температуры высокой чувствительности имеет первичный преобразователь в виде тонкой медной длинной калиброванной проволоки, намотанной бифиллярно и с шагом на каркас. Большая длина и малое сечение обеспечивают большое начальное сопротивление и высокую чувствительность датчика (Ом/°С). Другой способ основан на использовании специального регулятора с весьма большим коэффициентом передачи ($K_р = 10^6$). На этом принципе основаны особоточные системы в грузовых отсеках транспортных судов, перевозящих скоропортящиеся грузы (например, бананы).

Оригинальный принцип создания малых отклонений температуры в термочувствительных деталях был предложен в 1947 г. П. В. Участкиным. Позднее он был исследован, описан и применен на некоторых предприятиях Ленинграда В. В. Ловцовым и Ю. Н. Хомутецким. Суть его кратко сводится к следующему: при малых периодах ($\tau_п = 0{,}1 \div 0{,}3$ ч) специально генерируемых колебаний допустимые для детали амплитуды колебания температуры воздуха во много раз превышают допустимое статическое отклонение и поэтому их легче поддерживать. Эта закономерность объясняется уменьшением амплитуды (т. е. затуханием) на поверхности и в массе

детали. Помещение (кабину), где требуется создать малые отклонения температуры, отделяют ограждением от основного помещения, в котором создают колебания с амплитудой $A_{t\,в} = 1 \div 2$ °С и периодом $\tau_п = 0{,}1 \div 0{,}3$ ч (рис 1 4) Воздух подается в помещение *3*, температура воздуха периодически изменяется двухпозиционным терморегулятором. В кабину воздух подается только при появлении в ней избытка теплоты, в рабочее время источники теплоты в кабине отсутствуют Температурные колебания на поверхности и в ограждении, отделяющем кабину от помещения, затухают в ν раз

$$\nu = \nu_{пов}\nu_{огр} = A_{tв}/A_{t\,ка\text{б}} =$$

$$= Bi\sqrt{(1 \quad Bi\sqrt{2} + Bi^2)^{-1}}\exp\left[-\sqrt{\pi\delta^2/(a\tau_п)}\right], \qquad (1\,4)$$

где a — коэффициент температуропроводности материала

Искомая величина — толщина ограждения δ — входит в уравнение (1.4) как в критерий Био, так и в экспоненциальную функцию поэтому искомая толщина находится методом последовательных приближений. Расход воздуха в помещении определяется из уравнения теплового баланса для полупериода гармонических колебаний температуры относительно среднего значения

$$\frac{2}{\pi}L_{пр}\frac{\tau_п}{2}c_{рв}\rho_в\left(\frac{4}{\pi}A_{t\,вх} - \right.$$

$$\left. - \Delta t_{р.\,ср} - A_{t\,вых}\right) + Q_{пом}\frac{\tau_п}{2} -$$

$$- 2A_{t\,вых}C_{пом} = 0. \qquad (1.5)$$

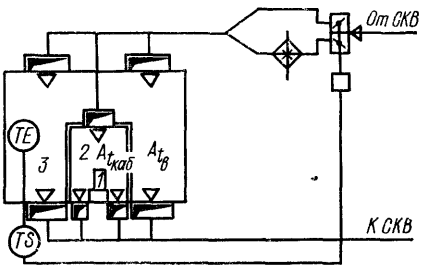


Рис 1 4 Принципиальная схема системы, создающей малые отклонения температуры детали на основе принципа гармонических колебаний

1 — термочувствительная деталь *2* — кабина где находится деталь *3* — помещение где система позиционного регулирования создает температурные колебания

Для определения расхода воздуха $L_{пр}$ (м³/ч) при выбранной разности средних за период температур $\Delta t_{1.\,ср} = t_{ух.\,ср} - t_{пр\,ср}$ и известных избытках теплоты $Q_{пом}$ требуется определить общую теплоемкость всех ограждений помещения $C_{пом} = \sum F_i\delta_i c_i\rho_i k_{\varphi\,i}/\nu_{пов}$ (где k_φ — коэффициент, учитывающий поглощение теплоты ограждением; $\nu_{пов}$ — затухание температурных колебаний при переходе от воздуха к поверхности).

Более подробные сведения о таком способе создания малых отклонений размеров детали можно найти в специальной литературе.

По способу поддержания параметра различают прямое и косвенное поддержание. При прямом поддержании первичный преобразователь измеряет заданный параметр и в заданной точке системы В некоторых случаях применяют косвенное поддержание параметра. вместо одного параметра поддерживают другой и в другой точке системы Характерный пример. в ряде случаев вместо поддержания относительной влажности воздуха в помещении допустимо стабилизировать температуру приточного воздуха. Такое решение появилось

тогда, когда промышленность серийно не выпускала регуляторы относительной влажности. Покажем, в каких случаях допустимо косвенное поддержание относительной влажности. Рассмотрим процесс ассимиляции теплоты и влаги в помещении в I—d-диаграмме (рис. 1.5). Температура в помещении стабилизируется. Поэтому относительная влажность будет зависеть от влагосодержания воздуха $d_в$ в помещении и атмосферного давления. Изменением относительной влажности $\varphi_в$ при изменении атмосферного давления на $\pm 3\%$ можно пренебречь.

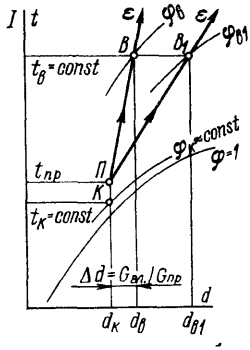


Рис. 1.5. Изображение процессов ассимиляции теплоты и влаги в I—d-диаграмме при фиксированном состоянии воздуха после оросительной камеры:

B_1, B — состояние воздуха в помещении; $П$ — состояние приточного воздуха; K — состояние воздуха после оросительной камеры

Таким образом, остается рассмотреть, какими факторами вызвано изменение влагосодержания в помещении, для которого справедливо уравнение: $d_в = d_{пр} + G_{вл}/G_в$. Если стабилизируется температура $t_к$ и сохраняется неизменной относительная влажность воздуха $\varphi_к$, то остается постоянным влагосодержание $d_{пр} = d_к$. Постоянство $d_в$ при косвенном поддержании относительной влажности обеспечивается при условии $G_{вл}/G_в = \text{const}$. Если это отношение переменно, то при косвенном поддержании относительная влажность постоянной не будет. Например, если $G_{вл}$ увеличится, то увеличится отношение $G_{вл}/G_в$, возрастет $d_в$, состояние воздуха в помещении будет соответствовать точке B_1.

Таким образом, как и всякое техническое решение, косвенное поддержание относительной влажности имеет вполне определенную область применения: объекты с малоизменяющимся отношением $G_{вл}/G_в$ и значительным допустимым отклонением $\Delta d_{в.доп}$. Наибольшее изменение влагосодержания при косвенном поддержании относительной влажности можно определить так:

$$\Delta d_{в\,max} = d_{в\,max} - d_{в\,min} = G_{вл\,max}/G_{в\,min} - G_{в\,т\,min}/G_{в\,max} =$$

$$= G_{вл\,max}\left(\overline{G}^{-1}_{в\,min} - \overline{G}_{вл\,min}\right)/G_{в\,max}. \qquad (1.6)$$

Пример 1.1. В производственном помещении задано $t_в = 20\,°C$, $\Delta\varphi_{в.доп} = 7\,\%$, чему соответствует $\Delta d_{в.доп} = 0{,}001$. Тепловлажностная нагрузка помещения: $G_{вл.расч} = 3$ кг/ч, $\overline{G}_{вл\,min} = 0{,}7$, $\overline{Q}_{ном\,min} = 0{,}4$, чему соответствует $\overline{G}_{в\,min} = 0{,}4$, расчетное количество воздуха $G_{в.расч} = 20$ тыс. кг/ч. Вычисляем максимальное отклонение влагосодержания по формуле (1.6) и сравниваем его с допустимым: $\Delta d_{в\,max} = (3/20\,000)\,(1/0{,}4 - 0{,}7) = 0{,}00027$. Так как в данном примере максимальное отклонение влагосодержания оказалось меньше допустимого, то влагосодержание в помещении можно поддерживать косвенно.

По количеству точек стабилизации параметра (обычно температуры) различают однозональные и многозональные системы. В основе выбора тех и других лежат данные о параметрах в помещении и нагрузках.

Рассмотрим случай, когда в помещении большой площади в разных точках заданы одинаковые температуры. Тогда изменение температуры зависит от изменения тепловой нагрузки. Так как тепловая нагрузка определяется и анализируется через отдельные составляющие, то используем это для решения вопросов зонирования. В административно-общественных зданиях основная составляющая тепловой нагрузки — наружные теплопритоки за счет солнечной радиации и наружной температуры (первая является общей для фасада, вторая — для всего здания). Учитывая одновременность изменения радиации для всех помещений одного фасада, применяют пофасадно-зональное регулирование. При таком решении на фасаде выбирается одно помещение (контрольное) и управляющее воздействие является общим для всех помещений одного фасада. В промышленных зданиях основные составляющие тепловой нагрузки — технологические составляющие, которые меняются в основном стохастически. При больших площадях помещений применяют многозональные системы, площадь одной зоны принимают около 1000 м^2.

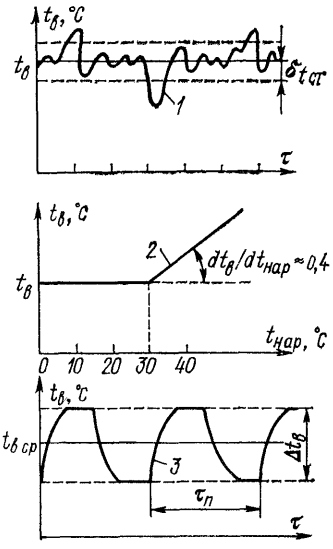


Рис. 1 6. Графики возможного изменения регулируемого параметра — температуры воздуха в помещении

1 — стабилизация температуры при заданной статической ошибке $\delta_{tст}$; *2* — программное регулирование температуры в помещении в зависимости от температуры наружного воздуха *3* — изменение температуры при создании управляемого динамического температурного режима

По характеру управляющего воздействия в большинстве случаев имеют дело с системами стабилизации, когда тот или другой параметр, например температура воздуха, задан постоянным при заданной статической ошибке (рис. 1.6).

Параметр может быть задан интервалом значений, при этом выбор того или иного значения производят, сообразуясь с состоянием наружного воздуха с целью минимизации расходов теплоты, холода, воды и электроэнергии [15, 28]. Из рис. 1.6 видно, что функции стабилизации подсистема регулирования выполняет, так как установившееся отклонение температуры не превышает заданное. Заметные динамические отклонения связаны с сильным изменением тепловой нагрузки. Подсистема программного регулирования находит применение по требованиям технологического процесса или гигиеническим требованиям. Например, в оптической промышленности охлаждение зеркала телескопа во избежание появления внутренних напряжений и трещин (скорость такого охлаждения очень мала, что требует медленного снижения температуры окружающего воздуха). В камерах испытания приборов, камерах имитации внешней среды для растений (эти камеры называются фитотронами)

и в других аналогичных случаях требуется изменять по заданному закону во времени температуру воздуха, его относительную влажность, а также имитировать ветер, дождь, солнечную радиацию. В последнее время в специальных камерах (климатронах) по такой методике начинают испытывать квартиры жилых зданий типовой застройки. Меняя условия моделируемой внешней среды, исследуют особенности формирования и закономерности изменения микроклимата в жилых помещениях, меры солнцезащиты, эффективность естественной и механической вентиляции.

Характерный случай программного регулирования температуры пояснен рис. 1.6. Для создания теплового комфорта в жарких районах страны и исключения переохлаждения человека при переходе с улицы в помещение температура воздуха в последнем должна меняться в зависимости от наружной. По данным гигиенических исследований, при кратковременном пребывании человека в помещении температуру в помещении рекомендуется изменять примерно на 0,4 °С на каждый градус изменения температуры наружного воздуха.

Программа изменения параметра во времени задается на специальный, вращающийся с определенной скоростью барабан (задающее устройство). Если задается зависимость одного параметра от другого параметра, например $t_в = f(t_{нар})$, то измеряют $t_{нар}$ и это значение с некоторым коэффициентом пропорциональности вводят в задающее устройство.

Системы динамического микроклимата обеспечивают периодическое (близкое к гармоническому) изменение одного из параметров воздушной среды (температуры или подвижности). В гигиеническом отношении это целесообразно в ряде случаев, особенно при монотонном (напряженном, малоподвижном, однообразном) труде современного человека (линии сборки, конвейер в электронике, оптике, приборостроении, радиопромышленности, швейной промышленности и др.). Начало этим исследованиям положено недавно, хотя упоминания о полезности динамического микроклимата встречаются в ранних гигиенических публикациях. На основании проведенных во ВНИИ Охраны труда исследований определен диапазон изменения температур $\Delta t_{в\,max} = 1 \div 3$ °С и соответствующих периодов $\tau_п = 3 \div 1$ ч (см. рис. 1.6).

При динамическом температурном режиме число регулируемых параметров увеличивается ($t_{в.ср}$; $A_{t\,в}$; $\tau_п$; $\varphi_в$, форма кривой изменения) и превышает число управляющих воздействий. Поэтому «лишние» параметры обеспечиваются специальным расчетом. Система имеет дополнительный контур генерирования температурных колебаний. Особенности проектирования и расчета элементов СКВ, создающих динамический температурный режим, разработаны на основе исследований В. И. Лысева [35].

По характеру функциональной зависимости регулируемого параметра от возмущающего воздействия (иначе нагрузки объекта) различают следующие системы: системы статического (пропорционального регулирования), в которых регулируемый параметр изменяется пропорционально возмущающему воздействию. Такие системы

применяют в объектах, где допустимо сравнительно большое отклонение параметра (вентилируемые объекты, объекты с комфортным кондиционированием); системы астатические, в которых регулируемый параметр остается неизменным при изменении возмущающего воздействия. Такие системы применяют в том случае, когда задано малое статическое отклонение параметра, например при технологическом кондиционировании. Эти системы реализуются на основе двух- и трехпозиционных, а также изодромных регуляторов.

При необходимости последовательного управления несколькими исполнительными механизмами пропорциональное регулирование, основанное на введении обратной связи от исполнительного механизма (ИМ) в схему измерения, оказывается неприменимым.

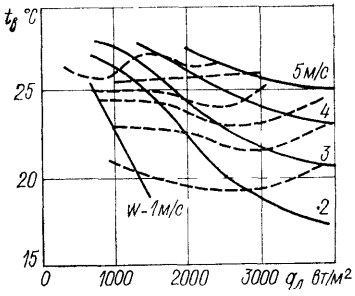


Рис 1 7. Зависимость допустимых сочетаний температуры и подвижности воздуха на рабочем месте от интенсивности облучения

Штриховые линнн соответствуют температурам при условии $\omega_в/q_л =$ = idem

Системы регулирования могут использовать принцип отклонения или принцип возмущения.

Системы регулирования параметров в СКВ обычно используют *принцип отклонения параметра:* фактическое значение, измеряемое чувствительным элементом и преобразованное в сигнал, сравнивается с заданным значением и разница между ними (сигнал рассогласования) преобразуется в регуляторе в управляющее воздействие. Принцип отклонения параметра получил преимущественное распространение в системах регулирования СКВ. В некоторых случаях, например при создании теплового комфорта человеку в условиях значительного облучения рабочего места (интенсивность лучистой теплоты $q_л > 500$ Вт/м²), особенно при его быстром и сильном изменении, традиционное регулирование по отклонению температуры может не обеспечить комфорт. Постоянная температура может не соответствовать условиям комфорта при переменном облучении, что видно из графика рис. 1.7, построенного по данным ВНИИ Охраны труда для труда средней тяжести при относительном времени облучения 0,25. В переходном процессе при быстроизменяющейся лучистой нагрузке регулирование может «не успевать» за изменением нагрузки. Уровень температуры должен выбираться с учетом продолжительности облучения, его интенсивности и скорости на рабочем месте (последняя в одних случаях может оставаться неизменной, а в других — изменяться). Если скорость воздуха на рабочем месте использовать как управляющее воздействие, изменяя ее пропорционально интенсивности лучистой теплоты, то, как следует из рис. 1.7, по положению штриховых линий, температура воздуха может сохраняться практически постоянной.

В ряде случаев полезно использовать *регулирование по возмущению* (а. с. 637595, СССР), если комфорт определяется прежде всего

значительным и переменным потоком лучистой теплоты [24]. Измеряемой величиной может быть интенсивность солнечного облучения или искусственного освещения. Такое регулирование может оказаться эффективным при создании оптимальных или допустимых условий при душировании рабочих мест в горячих цехах, кино- и телесъемочных павильонах и других аналогичных объектах. При наличии доминантной (преобладающей) составляющей тепловой нагрузки можно использовать регулирование по отклонению с коррекцией по нагрузке. Например, в промышленных зданиях это может быть теплота, выделяемая технологическим оборудованием, в зрелищных объектах — количество людей. Для применения такого регулирования требуется вторичный прибор с несколькими входами (рис. 1.8): на один вход — основной сигнал отклонения (например, температуры воздуха); на второй вход — сигнал нагрузки (о токе, мощности, освещенности, числе людей); третий вход является обратной связью об управляющем воздействии. Такое регулирование улучшает качество переходного процесса, позволяет изменять условия комфорта сразу после изменения потока лучистой теплоты

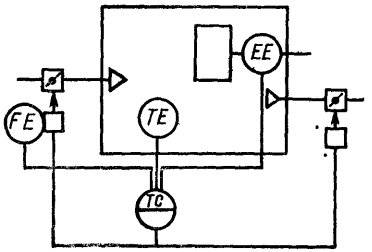


Рис 1 8 Функциональная схема автоматической стабилизации температуры по принципу отклонения с коррекцией по нагрузке

T — температура, *E* — электрическая мощность, *F* — положение ИМ (расход)

По способу воздействия чувствительного элемента на регулирующий орган находят применение регуляторы прямого и непрямого действия (последние чаще). Регуляторы прямого действия характеризуются тем, что в них для перемещения регулирующего органа используется энергия регулируемой среды. Эта энергия преобразуется в механическую непосредственно в чувствительном элементе регулятора. Такие регуляторы применяют в автономных кондиционерах, для индивидуального поддержания температуры в административных зданиях и других случаях. В регуляторах непрямого действия для перемещения регулирующего органа используется энергия постороннего источника.

По характеру воздействия регулирующего органа на объект регулирования различают регуляторы непрерывного, импульсного и релейного действия. В регуляторах непрерывного действия между величинами на входе и выходе существует непрерывная функциональная связь. При импульсном регулировании управляющее воздействие есть серия последовательных импульсов, амплитуда и длительность которых зависят от величины на входе регулятора в отдельные (дискретные) моменты времени. При релейном регулировании управляющее воздействие постоянно по величине, а его знак зависит от знака входной величины.

По роду энергии различают электрические, пневматические, гидравлические и другие системы автоматического регулирования. Наибольшее применение находят электрические регуляторы. Это

можно объяснить рядом причин. Источники электроэнергии имеются практически везде, причем нет ограничений в радиусе действия. Первичные преобразователи таких регуляторов в силу особенностей конструкции имеют высокую чувствительность и малую инерционность, меньшее запаздывание в линиях связи, чем в гидравлических и пневматических регуляторах. Кроме того, упрощается монтаж линий связи.

Электрические регуляторы не применяют во взрывоопасных помещениях, у них ограничен диапазон скоростей электрических исполнительных механизмов.

Глава 2

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ АВТОМАТИЗАЦИИ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ВЕНТИЛЯЦИИ

С позиций современной теории и системного подхода все решения систем взаимно обусловлены и влияют друг на друга. Основой выбора решений являются систематизированные исходные данные. К ним относятся: внутренние параметры, параметры наружного воздуха, данные о всех видах нагрузок (тепловой, влажностной и газовой). А. А. Рымкевич [25—28] предложил систематизировать исходные данные в так называемые классы нагрузок, что позволяет принимать решения по системам и систематизировать эти решения.

Роль исходных данных для выбора решений по системе и ее автоматизации весьма высока. Если применить образное сравнение, то исходные данные являются фундаментом здания под названием «система». Только прочный фундамент позволит создать не только работоспособную, но и эффективно работающую систему. Наоборот, недостаток, неполнота или отсутствие исходных данных может привести к ошибкам, неэффективным, неэкономичным решениям.

До последнего времени распространено мнение и соответствующий подход, что для автоматизации систем нужно иметь технологическую схему системы и еще некоторые сведения. Примерно по такому принципу построены типовые схемы автоматизации и, прежде всего автоматического регулирования [1—5]. В альбомах типовых схем приводятся построения процессов в I—d-диаграмме для двух точек, соответствующих расчетным параметрам наружного воздуха в теплый и холодный периоды года. Изображается технологическая схема системы и даются некоторые сведения о нагрузках. При таком подходе остается неясным, соответствует ли приводимая схема автоматизации исходным данным конкретного объекта и следует ли ее применять. Может оказаться, что применение данной типовой схемы обеспечит заданные параметры в пределах допустимых отклонений. Но есть вторая сторона вопроса автоматизации — экономичность, эффективность работы системы, расходы теплоты, холода, воздуха

и воды, экономические показатели. В этом весьма актуальном вопросе и может сказаться недостаточный учет исходных данных.

Таким образом, система автоматизации должна разрабатываться на основе исходных данных объекта, причем необходимы некоторые специфические данные по сравнению с данными для проектирования системы кондиционирования и вентиляции. Наряду с исходными данными нужно учитывать различные ограничения, накладываемые объектом и отдельными элементами систем. Ниже рассматривается содержание и методы получения исходных данных для автоматизации систем.

2.1. Параметры воздушной среды в помещении

В общем случае параметрами воздушной среды, которые являются регулируемыми, могут быть температура, влагосодержание или относительная влажность, подвижность воздуха, ионный состав, концентрация вредных веществ (паров и аэрозолей).

Реже всего учитывается ионный состав. Подвижность воздуха здесь не рассматривается, так как обеспечивается не системой регулирования, а системой воздухораспределения без вмешательства средств автоматического управления.

Методы определения параметров термодинамического состояния воздуха выбирают в зависимости от непосредственного объекта кондиционирования. Таковым является человек в комфортных системах (для сельскохозяйственных помещений — животные), а при технологическом кондиционировании — разнообразное сырье, детали, изделия, продукция тех или иных производств. При гигиеническом нормировании параметров их разделяют на оптимальные и допустимые.

При технологических требованиях к параметрам, регламентируемых отраслевыми нормами проектирования и систематизированных в справочнике [34], обычно учитывают многообразие связей параметров воздуха с технологическим процессом. Поясним это одним характерным примером, заимствованным из текстильной промышленности. Эта отрасль является традиционным «потребителем» систем кондиционирования воздуха. Текстильные материалы, к которым относят натуральные и искусственные волокна, пряжа и изделия из них, поглощают и отдают водяной пар, содержащийся во влажном воздухе. Влажность натуральных и искусственных волокон оказывает большое влияние на их свойства: прочность, удлинение, жесткость, трение, электропроводность и др. Существует определенная связь между относительной влажностью воздуха и равновесной влажностью материала. Изменение температуры воздуха в меньшей степени влияет на влажность волокна. Так, изменение относительной влажности воздуха на 5 % дает больший эффект в изменении равновесной влажности хлопка, чем изменение температуры воздуха на 10 °С.

Рассмотрим влияние относительной влажности воздуха на свойства сырья и текстильных изделий. Изменение прочности волокон

и удлинение при обрыве зависят от относительной влажности, как это показано на рис. 2.1. Хлопчатобумажная пряжа имеет наибольшее удлинение при $\varphi_в = 80$ %, а максимальную прочность при $\varphi_в = 70$ %. Прочность шерсти максимальна при $\varphi_в = 35$ % и минимальна при $\varphi_в = 100$ %. С увеличением $\varphi_в$ шерстяное волокно удлиняется. С повышением $\varphi_в$ и понижением $t_в$ трение нити о бегунок увеличивается, поэтому увеличивается затяжение нити. При относительной влажности воздуха $\varphi_в = 55 \div 60$ % статическое электричество мало влияет на хлопок и шерсть. Обрывность пряжи, которая учитывается технологами в первую очередь, наименьшая при отно-

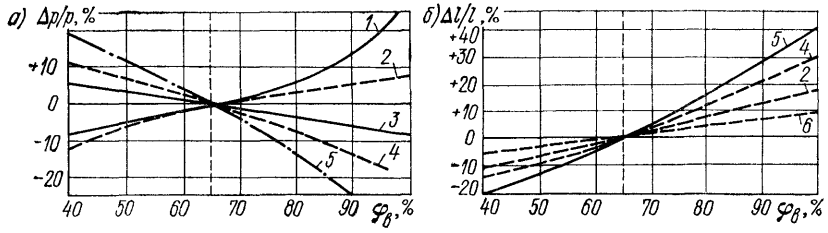


Рис. 2.1. График зависимости механических свойств волокон от относительной влажности воздуха: *а* — изменение относительной прочности $\Delta p/p$ волокон; *б* — удлинение при обрыве $\Delta l/l$

1 — лен; *2* — хлопок; *3* — нейлон; *4* — шерсть; *5* — вискоза; *6* — перлон

сительной влажности $\varphi_в = 60$ %. Учитывая влияние относительной влажности на физико-механические свойства сырья, в прядильно-ткацких цехах поддерживают относительную влажность $\varphi_в = 60 \div 65$ %. Отклонение $\varphi_в$ на 3 % приводит к изменению равновесной влажности вискозной нити на 2,5 %, разрывного удлинения — на 6 %, разрывной нагрузки — на 13 %, относительной прочности — на 15 %.

Аналогичные данные для выбора оптимальных параметров в помещении получают и в других, разнообразных технологических процессах. В некоторых случаях уровень температуры не имеет существенного значения, а важно соблюдать отклонение, как, например, в станко- и машиностроении. Требования поддержания относительной влажности, для которой нет балансового уравнения как для температуры и влагосодержания, по существу означают, что процесс зависит от двух простых параметров. Таким образом, оба параметра допустимо изменять так, чтобы влажность оставалась неизменной.

При поддержании параметров следует обращать внимание на ту часть пространства помещения, где находятся человек, сырье, материалы или продукция. В ряде объектов пребывание человека в разных точках неравновероятно, имеются места предпочтительного пребывания, а иногда и фиксированные рабочие места. Нельзя забывать, что поддержание параметров в помещении не самоцель, и выбирать нужно те зоны, где это необходимо в первую очередь. Здесь полезно упомянуть о местных системах, создающих эффект

в заданной части объема помещения. При технологических требованиях к параметрам их необходимо создавать прежде всего там, где находится сырье, материал, продукция. Это требование иногда не соблюдается, например в объектах связи параметры поддерживаются не в аппаратуре (стативах), а в помещении, где они установлены. Таким образом, о поддержании параметра судят косвенно, а сами решения оказываются и неэффективными, и неэкономичными. Аналогичная аппаратура средств вычислительной техники предусматривает подачу, удаление воздуха и стабилизацию заданного параметра там, где это требуется.

Если регулируемым параметром является концентрация вредности в воздухе помещения, то заданное значение определяют величиной ПДК (предельно допустимой концентрации), регламентируемой ГОСТ 12.1.005—76.

2.2. Методы оценки отклонений параметров в объектах кондиционирования и вентиляции

В пространстве помещения, например в его обитаемой (или рабочей) зоне, в каждый момент времени τ имеется множество значений регулируемого параметра, например температуры $t_{в\,i}$, влагосодержания $d_{в\,i}$, относительной влажности $\varphi_{в\,i}$, подвижности $w_{в\,i}$, концентрации вредного вещества $C_{в\,i}$ и др. Методы оценки отклонений будем рассматривать на примере температуры воздуха как наиболее характерного параметра. Все вышеизложенное будет относиться и к другим параметрам. Исключение в части балансовых уравнений составит относительная влажность воздуха, формируемая под влиянием источников теплоты и влаги.

Множество значений параметра (поле) является пространственно-временным, т. е. некоторым образом изменяющимся по координатам (x, y, z) и во времени τ Пространственное распределение формируется нагрузкой, в общем случае неравномерной в плане помещения и по высоте, и системой распределения воздуха в помещении. При идеальном соответствии нагрузки и расхода воздуха в каждом элементарном объеме можно реализовать максимальную равномерность поля параметра. При неравномерных источниках теплоты (в плане) весьма перспективны так называемые интегральные потолки, как сочетание разных по типу, конструкции и расходу воздуха устройств распределения воздуха. Мощные сосредоточенные источники теплоты компенсируют локальной подачей больших расходов приточного воздуха. Наоборот, более мелкие и равномерные источники теплоты компенсируют рассредоточенной подачей воздуха.

Временно́е изменение температуры определяется изменением тепловой нагрузки как возмущающего воздействия и управляющими воздействиями в системе регулирования. При отсутствии САР в системах малой производительности и в режимах, когда в системе автоматического регулирования управляющие воздействия исчерпаны (при наружных параметрах в области летних и зимних нарушений), временно́е изменение температуры обусловлено возмуща-

ющими воздействиями (нагрузкой, температурой $t_{нар}$) и является самопроизвольным (нерегулируемым).

Рассмотрим возможные методы оценки пространственного поля параметра (температуры). Один из них, основанный на аналитическом описании движения воздуха в помещении и локальных тепловых балансах, отличается большой сложностью. В то же время для оценки характерных температур (средней в рабочей зоне, уходящего) он с успехом применяется ВНИИОТ для совместного расчета воздухообмена и воздухораспределения.

Другой метод сводится к описанию плоского поля на некоторой отметке изолиниями (например, изотермами). Такие линии по результатам замеров для некоторого помещения показаны на рис. 2.2. Такой способ изображения основан на эксперименте и отличается наглядностью и возможностью связать полученные результаты с физическими представлениями и сравнить ожидаемую и реальную картины явления. Измерения параметра производят в равноотстоящих точках объема (точнее, выбранной плоскости) помещения. Число точек измерения определяется рядом факторов: нестационарностью нагрузок, режимом работы, числом средств замера и др. Минимальное число точек зависит еще от размеров помещения, желаемой точности и составляет 30—50. На плане помещения с нанесенными изолиниями (рис. 2.2) легко оценить диапазон изменения параметра, характер изолиний, места экстремумов, местоположение средних значений параметров. Можно связать распределение параметра с местоположением источников (теплоты), расположением мест подачи и удаления воздуха, характером струй. Например, на рис. 2.2 очертание изотерм можно объяснить относительной равномерностью источников и приточными струями, оси которых определяют местоположение точек с минимальными температурами. Если картина изолиний в разных режимах работы технологического оборудования меняется мало, то на ее основе можно указать места размещения датчиков (первичных преобразователей) в точках средней температуры. Выбор мест их размещения вызывает большие сложности при практической автоматизации систем и связан с известной неравномерностью распределения параметра в пространстве. Метод изолиний не дает возможности вычислить среднее значение и неравномерность параметра.

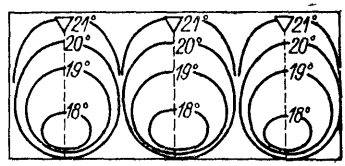


Рис. 2.2. Изображение линий равных значений температур (изотерм) на плане вентилируемого помещения

Третий метод — статистический, основан на замеренном множестве значений параметра без привязок к местам измерения. При таком подходе взамен наглядности и связи с физическими представлениями о причинах неравномерности реализуется численный результат как характеристика поля. При таком подходе распределение параметра характеризуют статистической гистограммой (рис. 2.3). На ее горизонтальной оси откладывается значение параметра,

например температуры $t_в$, через выбранные, желательно равные интервалы, например $\Delta t_в = 0{,}5$ °С. На вертикальной оси откладывают $\Delta n/\Delta t_в$ — отношение числа точек с температурой в заданном интервале к величине интервала. Желательно, чтобы число интервалов было не очень мало, например не меньше 8—10. Гистограмма имеет вид ступенчатой линии (рис. 2.3). При ее сглаживании, т. е. устремлении величины интервала к нулю, а числа интервалов к бесконечности, функция плотности распределения $dn/dt_в$ может быть описана тем или иным законом. В некоторых случаях функция плотности имеет достаточно симметричный колоколообразный вид (линия *1* на рис. 2.3) и ее можно приближенно описать наиболее простым и весьма распространенным нормальным законом распределения

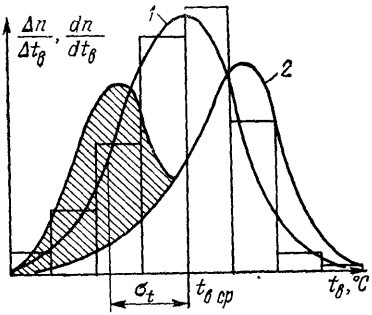


Рис. 2 3 Гистограмма и сглаженная линия плотности повторяемости температуры

1 — при распределении, близком к нормальному, *2* — двухмодальное распределение

$$f(t_в) = \frac{dn}{dt_в} \approx \frac{n}{\sigma_t \sqrt{2\pi}} \times \cdot \times \exp\left\{-\frac{[t_{вi} - m(t_в)]^2}{2\sigma_t^2}\right\} \qquad (2.1)$$

с параметрами: математическим ожиданием как пределом среднего при увеличении к бесконечности числа точек измерения

$$m(t_в) = \lim_{n\to\infty} t_{в.\,ср} = \sum_{i=1}^{n} t_{вi}/n \qquad (2.2)$$

и среднеквадратическим отклонением (кратко называемым стандартом), характеризующим неравномерность поля параметра

$$\sigma_t = \lim_{n\to\infty} s_t = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} [t_{вi} - m(t_в)]^2/(n-1)}. \qquad (2.3)$$

Эксперименты показали, что распределение может быть более сложным, например двухмодальным, логарифмически-нормальным и пр. Так, в помещениях малой высоты приточные струи не успевают затухнуть до обитаемой зоны и в части точек объема наблюдается понижение температуры и повышение подвижности. Пример такого распределения с двумя модами поясняет линия *2* на рис. 2.3. Модой показывают значение аргумента, при котором плотность распределения максимальна. Заштрихованная часть под кривой *2* вызвана точками замера, попавшими в зону действия приточной струи. Остальная (кроме заштрихованной) часть кривой близка к нормальному распределению.

При любом законе распределения его характеризуют средним значением параметра и стандартом, определяемым по формулам (2.2) и (2.3), а также другими величинами. При нормальном законе распределения удается связать процент точек и величину отклонения через $t_{в.\,ср}$ и σ_t. Так, в 2/3 всех точек (объема) отклонение темпера-

туры не превышает $\pm\sigma_t$, а в 95 % всех точек отклонение не более $\pm 2\sigma_t$. На основе статических представлений об оценке неравномерности поля появляется принципиальная возможность нормировать допустимые отклонения.

Пусть нормируемое отклонение температуры $\Delta t_{\text{в. доп}} = \pm 1$ °С относится к 95 % всех точек объема рабочей (обитаемой) зоны. Тогда при распределении температуры, близком к нормальному, можно определить нормируемое значение стандартного отклонения $\sigma_t = \Delta t_{\text{в. доп}}/2 = 0{,}5$ °С. Аналогично, если подвижность нормируется верхним и нижним пределами ($w_{\text{в max}}$, $w_{\text{в min}}$) и предполагается, что подвижность распределена приближенно нормально, то находят нормируемое стандартное отклонение подвижности: $\sigma_{w\,\text{доп}} = (w_{\text{в max}} - w_{\text{в min}})/4$. Например, при $w_{\text{в max}} = 0{,}3$ м/с и $w_{\text{в min}} = 0$ $\sigma_{w\,\text{доп}} = (0{,}3 - 0)/4 = 0{,}075$ м/с. При таком подходе фактическую неравномерность распределения параметра можно сравнивать с нормируемой.

Нормирование пространственной неравномерности до последнего времени в отечественной практике не производится, хотя это необходимо для расчета воздухораспределения в помещении. Допустимое отклонение температуры обычно принимают ± 1 °С. Для автоматизации важно, чтобы датчики параметров как в помещении, так и в характерных частях системы были размещены в характерных местах и измеряли не некоторую случайную в пространстве величину, а представительную, например среднюю. Именно для этого нужно иметь представление о пространственном распределении параметра.

Отличие температуры в случайной точке помещения от средней может достигать нескольких градусов. Неравномерность температуры в поперечном сечении центральных кондиционеров и приточных вентиляционных камер составляет в некоторых режимах десятки градусов. Поэтому если первичный преобразователь установлен без учета пространственной неравномерности, то в системе будет поддерживаться «не то» значение регулируемого параметра, не среднее, а завышенное или заниженное.

Неравномерность параметра можно выразить в относительном виде. Для этого используют понятие о коэффициенте вариации как отношении стандартного отклонения к среднему значению. Например, для концентрации $k_c = \sigma_c/C_{\text{ср}}$. Чтобы эта величина не зависела от системы отсчета параметров и средних значений, термодинамические параметры описывают коэффициентом вариации, вычисленным как отношение стандартного отклонения к наибольшему отклонению. Например, для поля температуры $k_t = \sigma_t/(t_{\text{ух}} - t_{\text{пр}})$.

2.3. Гигиенические основы определения допустимых отклонений параметров в помещении

Основы гигиенического нормирования параметров состояния воздушной среды в помещениях заложены в работах ряда организаций, прежде всего во ВНИИОТ (В. Н. Тетеревников, Л. В. Павлухин и др.). Отклонения от оптимальной температуры в обе сто-

роны приводят к разному гигиеническому эффекту: переохлаждению организма при понижении температуры и перегреву при повышении. При равной величине отклонений эффект воздействия различен, наиболее ощутимо снижение температуры.

К настоящему времени создана методика нормирования превышения и допустимого снижения температуры [12]. В ее основе лежит введенное В. Н. Тетеревниковым и Л. В. Павлухиным понятие о так называемой «линии простуды» как некотором сочетании температуры и подвижности воздуха, приводящем к ощутимому переохлаждению организма. Возможность простуды оценивается сочетанием минимальной температуры и максимальной подвижности вблизи открытых частей тела человека. Метод определения допустимого отклонения (понижения) температуры может быть пояснен рис. 2.4. На графике в координатах подвижность $w_в$ — температура воздуха $t_в$ на рабочем месте нанесена линия оптимальных сочетаний параметров (линия *3*) и линия «простуды» (линия *2*). Линия допустимых сочетаний параметров *1*, показанная на рис. 2.4, располагается значительно выше линии оптимальных параметров. Если точка, характеризующая состояние воздуха, поднимается вверх к линии допустимых параметров, то происходит перегрев организма, а если опускается вниз к линии простуды, то происходит переохлаждение организма.

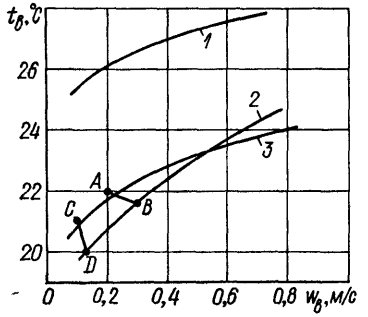


Рис. 2.4. График для определения допустимого по гигиеническим условиям понижения температуры воздуха

Поясним, как на основе данных об оптимальных параметрах и линии простуды можно определить допустимое отклонение (понижение) температуры. Пусть средние значения температуры и подвижности в рабочей зоне определяют положение точки *A* вблизи линии оптимальных параметров. По известной средней подвижности можно найти максимальную на основе данных таблицы 11 рекомендаций АЗ—669. Зная максимальную подвижность, определяют положение точки *B* на линии простуды. Разность температур $t_A - t_B$ соответствует допустимому понижению температуры. Поясним методику примером.

Пример 2.1. Средние параметры воздуха в рабочей зоне помещения $t_{в.ср} = 21$ °С, $w_{в.ср} = 0{,}1$ м/с (точка *C*). Найти допустимое понижение температуры, если рабочие места находятся по отношению к приточным струям на основном участке и в обратном потоке

По данным таблицы 11 рекомендаций АЗ—669 при поддержании оптимальных параметров и при рабочих местах на основном участке струи и в обратном потоке $w_{в\,max}/w_{в.ср} = 1{,}2$. Поэтому $w_{в\,max} = 1{,}2 \cdot 0{,}1 = 0{,}12$ м/с. На пересечении линии простуды с линией $w_{в\,max} = 0{,}12$ м/с ставим точку *D*. Допустимое понижение температуры в этих условиях равно $t_C - t_D = 1$ °С.

Допустимое повышение температуры определяется как разность максимально допустимого и заданного значений. По такой методике можно определять как пространственное, так и статическое откло-

нение во времени. При гармоническом изменении температуры нужно учитывать совместно величину отклонения и его продолжительность. Гигиенические исследования позволяют в первом приближении полагать, что допустимы бóльшие численные значения отклонения при меньшей продолжительности и наоборот. Эффект отклонения температуры во времени можно учитывать импульсом отклонения (часо-градусы), который со временем может быть нормирован для разных видов трудовой деятельности. Допустимые отклонения относительной влажности нормировать сложнее, так как при средних значениях влажности воздуха реакции человека на ее отклонение выражены значительно слабее, чем на отклонение температуры и подвижности воздуха.

В нормах проектирования (СНиП II-33—75) указывается, что допустимыми отклонениями, если нет специальных технологических требований, являются значения $+1^{\circ}$ С по температуре и ± 7 % по относительной влажности в месте установки датчика, т. е. отклонения регламентируются как статические во времени.

2.4. Технологические основы определения допустимых отклонений параметров в помещении

Современные технологические процессы чрезвычайно разнообразны. Нельзя однозначно, не вникая в тот или иной процесс, определить допустимые отклонения параметров. Для дальнейшего изложения все отклонения полезно разделить на две группы. В первую входят чисто технологические величины и их отклонения: изменение геометрических размеров (удлинение), изменение физико-механических, химических и других свойств, которые выражаются конкретными техническими параметрами. Эти параметры знают и умеют определять их допустимые технологические отклонения специалисты-технологи. Параметры этой группы зависят от параметров воздушной среды, которые образуют другую группу. В нее входят температура, влагосодержание или относительная влажность, иногда подвижность воздуха, содержание аэрозолей и паров вредных веществ в воздухе.

Допустимые отклонения параметров воздушной среды находятся в такой последовательности. Первоначально специалист-технолог собирает и задает данные о технологических требованиях. В их объем включаются: сведения о технологических объектах кондиционирования или вентиляции, т. е. о сырье, материалах, деталях и продукции, их форме, размерах и свойствах; допустимые отклонения технологических параметров, перечисленные выше.

На основе этих данных специалист по вентиляции и кондиционированию воздуха и специалист по автоматизации определяют динамическую характеристику технологического объекта, его коэффициент передачи и вычисляют допустимые статическое и динамическое отклонения параметров воздушной среды.

Большинство звеньев (деталей, изделий) можно приближенно рассматривать в сосредоточенных параметрах, т. е. не учитывая

распределенности температур, потенциала и других параметров. В этих элементах при скачкообразном изменении температуры окружающего воздуха происходит переходный процесс изменения температуры, который приближенно можно полагать экспоненциальным. Характеризующая ее постоянная времени T_0 должна рассматриваться не изолированно, а совместно с ожидаемым периодом колебаний при работе регулятора ($\tau_п$). Принципиальное значение имеют два крайних случая: 1) если $T_0/\tau_п < 0{,}07$, то объект может рассматриваться как простейшее усилительное звено, а статическое и динамическое отклонения допустимо считать одинаковыми; 2) если $T_0/\tau_п > 0{,}3$, то динамическое отклонение больше статического и определяется по формулам, приводимым далее.

Для дальнейшего изложения все технологические процессы целесообразно разделить на две группы: процессы, зависящие от температуры воздуха, и процессы, зависящие от влагосодержания, или относительной влажности. Если говорить более строго, то процессы, зависящие от относительной влажности, зависят как от температуры, так и от влагосодержания.

Термочувствительные детали, изделия и сырье характеризуются зависимостью физико-механических свойств (прежде всего геометрических размеров) от температуры воздуха в помещении. Задаваемая относительная влажность сводит к минимуму микрокоррозию. Характерной величиной, выражающей зависимость от температуры воздуха, является линейное удлинение. Статические температуры воздуха и детали равны, так как деталь «погружена» в воздух и коэффициент передачи по каналу «температура детали — температура воздуха» равен единице Технологическим параметром является размер, а технологическое отклонение нормируется как допустимое удлинение. Роль коэффициента передачи по каналу «размер — температура» выполняет коэффициент линейного расширения $\alpha_{20\,^\circ C}$. Статические отклонения температур детали и воздуха определяются известной зависимостью

$$\Delta t_{в.\,ст} = \Delta t_{дет} = \Delta l_{доп}/(l_{max}\alpha_{20\,^\circ C}). \qquad (2.4)$$

Допустимое динамическое отклонение температуры воздуха в переходном процессе можно определить при том условии, если рассматривать деталь в сосредоченных параметрах и оценивать изменение средней по количеству теплоты температуры детали. Как показывает анализ теплофизических зависимостей и прежде всего работы А. И. Пехович и В. М. Жидких [21], посвященной решению задач нестационарной теплопроводности для тел разной формы и при разных граничных условиях на ЭВМ, изменение среднеинтегральной температуры допустимо считать экспоненциальным. Постоянную времени для канонических тел удобно определять из критерия Фурье $Fo_T = aT/\delta^2$ по графику рис. 2.5.

В случае, если деталь имеет малый определяющий размер и критерий Био $Bi < 0{,}1$, различием температур в разных точках тела в данный момент времени можно пренебречь. В этом случае постоян-

ная времени определяется в зависимости от формы тела. Для пластины $\mathrm{Bi}\cdot\mathrm{Fo} = \tau/T$, откуда:

$$(\alpha\delta^*/\lambda)\,(\lambda/c\rho)\,(\tau/\delta^{*2}) = \tau/T;\ T = c\rho\delta^*/\alpha. \qquad (2.5)$$

Если обе поверхности пластины окружены воздухом, то $\delta^* = \delta/2$, если только одна, то $\delta^* = \delta$. Для цилиндра $T = rc\rho/(2\alpha)$, для шара $T = rc\rho/(3\alpha)$.

Динамическое отклонение температуры воздуха можно определить на основе амплитудно-частотной характеристики детали (АЧХ) как зависимости отношения амплитуд температур детали и воздуха от частоты (периода) колебаний. Для детали как апериодического звена первого порядка АЧХ записывается в виде

$$A(\omega)_t = A_{t\,\text{дет}}/A_{t\,\text{в}} =$$
$$= K_{\text{дет}}/\sqrt{T^2\omega^2 + 1} = 1/\sqrt{4\pi^2\,(T/\tau_{\text{п}})^2 + 1}, \qquad (2.6)$$

где $K_{\text{дет}}$ — коэффициент передачи детали, $K_{\text{дет}} = 1$; ω — круговая частота колебаний при работе регулятора, $\omega = 2\pi/\tau_{\text{п}}$; $\tau_{\text{п}}$ — период колебаний при работе регулятора.

Амплитудно-частотная характеристика определяется на основе анализа соотношения слагаемых знаменателя формулы (2 6). Рассмотрим два предельных случая.

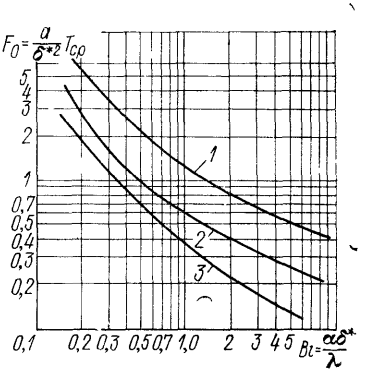


Рис 2 5 График для определения средней по количеству теплоты постоянной времени канонических тел в зависимости от критерия Био

1 — пластина, *2* — цилиндр, *3* — шар

1. Если соотношение $T/\tau_{\text{п}} < 0{,}07$, то первым слагаемым в знаменателе формулы (2.6) можно пренебречь и тогда $A(\omega)_t = 1$, т. е. $A_{t\text{в}} = A_{t\,\text{дет}} = \Delta t_{\text{дет}}$. В этом случае статическое и динамическое отклонения одинаковы. Величина T определяется по графику или формулам, а период можно приближенно принимать $\tau_{\text{п}} = 0{,}1 \div 0{,}3$ ч.

2. Если отношение $T/\tau_{\text{п}} > 0{,}3$, то в знаменателе формулы (2.6) вторым слагаемым можно пренебречь и тогда допустимая амплитуда колебаний температуры воздуха связана с температурным отклонением детали зависимостью

$$A_{t\text{в}} \approx 2\pi T A_{t\,\text{дет}}/\tau_{\text{п}} = 2\pi T\,\Delta t_{\text{дет. ст}}/\tau_{\text{п}}. \qquad (2.7)$$

Так как в последней формуле комплекс $2\pi T/\tau_{\text{п}}$ может быть существенно больше единицы, то допустимое динамическое отклонение температуры воздуха может оказаться значительно больше статического.

Поясним методику определения динамической характеристики детали и допустимого статического и динамического отклонения температуры воздуха примерами.

Пример 2.2. Определить допустимое отклонение температуры воздуха в установившемся процессе, если для делительной линейки к координатно-расчетному

станку задано: $l_{max} = 1400$ мм; допустимое отклонение длины $\Delta l_{доп} = 0{,}002$ мм. Материал линейки — инвар-стабиль, $\alpha_{20\,°C} = 11{,}6 \cdot 10^{-6}$ 1/°С.

По формуле (2.4) допустимые статические отклонения температуры воздуха и детали равны:

$$\Delta t_{в.\,ст} = \Delta t_{дет.\,ст} = 0{,}002/(1400 \cdot 11{,}6 \cdot 10^{-6}) = 0{,}12\ °C.$$

Вычисленная величина статического отклонения температуры является достаточно малой и ее не обеспечит серийный регулятор температуры.

Пример 2.3. Определить динамическую характеристику — постоянную времени (среднюю по количеству теплоты) делительной линейки, профиль которой показан на рис. 2.6. Теплофизические константы: $c = 0{,}134$ Вт/(кг·°С); $\rho = 7800$ кг/м³; $\lambda = 19$ Вт/(м²·°С). Коэффициент конвективного теплообмена на поверхности детали $\alpha = 3$ Вт/(м²·°С). Предварительно оценим форму делительной линейки. Ее большая длина (из примера 2.2 $l_{max} = 1400$ мм) по сравнению с размерами поперечного сечения и соизмеримость размеров поперечного сечения позволяют считать ее форму близкой к цилиндру. Проведем равновеликий круг ($r = 0{,}016$ м). Определим постоянную времени цилиндра $T = r\rho/(2\alpha) = 0{,}016 \cdot 0{,}134 \cdot 7800/(2 \cdot 3) = 2{,}8$ ч.

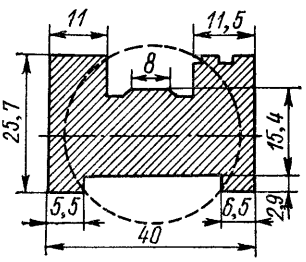


Рис. 2.6. Профиль делительной линейки к координатно-расточному станку

Штриховой линией показан равновеликий круг

Более развитая по сравнению с окружностью форма поперечного сечения линейки позволяет считать, что постоянная времени будет несколько меньше, чем для цилиндра. Однако уточнение не имеет смысла, так как коэффициент теплообмена α определен приближенно. Критерий Био $Bi = \alpha r/\lambda = 3 \cdot 0{,}016/19 = 2{,}5 \cdot 10^{-3}$, небольшое численное значение означает, что распределенностью температур в массе линейки можно пренебречь.

Пример 2.4. Определить допустимую амплитуду температурных колебаний воздуха, окружающего делительную линейку (постоянная времени $T = 2{,}8$ ч) при периоде колебаний, возникающих при работе регулятора, $\tau_п = 0{,}2$ ч и при периоде изменения внешних воздействий (температуры и солнечной радиации) $\tau_п = 24$ ч.

При $\tau_п = 0{,}2$ ч отношение $T/\tau_п = 2{,}8/0{,}2 = 14 \gg 0{,}3$ и тогда

$$A_{tв} = 2\pi T\, \Delta t_{ст.\,дет}/\tau_п = 2\pi \cdot 2{,}8 \cdot 0{,}12/0{,}2 = 14\ °C.$$

Таким образом, при генерировании температурных колебаний сравнительно высокой частоты допустимые амплитуды температурных колебаний воздуха очень велики. С помощью серийных регуляторов при их соответствующей настройке можно обеспечить в объекте амплитуды колебания температур, значительно меньше допустимых по приводимому расчету.

Найдем ту же величину для термочувствительной линейки при периоде $\tau_п = 24$ ч, с которым изменяются наружные тепловые возмущения. При $\tau_п = 24$ ч отношение $T/\tau_п = 2{,}8/24 = 0{,}116$ и допустимая амплитуда температурных колебаний воздуха, окружающего деталь, равна:

$$A_{tв} = A_{t\,дет} \sqrt{4\pi^2 (T/\tau_п)^2 + 1} = 0{,}12 \sqrt{4\pi^2 0{,}116^2 + 1} = 0{,}14\ °C.$$

Как видно, при малых частотах (больших периодах) допустимые амплитуды колебания температуры воздуха приближаются к допустимым статическим отклонениям.

Точность выполняемых расчетов допустимых амплитуд колебаний температур зависит от численного значения коэффициента конвективного теплообмена, рассчитать который с учетом движения воздуха в помещении сложно, и от оценки формы тела. Остальные величины, входящие в расчет, определяются достаточно точно.

Гигроскопические (*капиллярно-пористые*) *материалы* достаточно многообразны. К ним относятся бумага, натуральное и искусствен-

ное волокна, ткани, кожа, пленка и др. Наиболее обстоятельные и целенаправленные для задач кондиционирования воздуха исследования выполнены Б. Н. Юрмановым (ЛИСИ) и его учениками [30].

Методы определения допустимых отклонений параметров воздуха для условий хранения и переработки гигроскопических материалов во многом аналогичны методам, изложенным выше для термочувствительных деталей. Но есть и разница. Она заключается в многообразном влиянии влажности на материал: на его размеры, равновесную влажность, химический потенциал и другие характеристики. Метод определения допустимых отклонений рассмотрим на примере распространенной продукции — бумаги, которая является сырьем для полиграфической продукции.

Статическое отклонение относительной влажности может быть связано с разными явлениями: изменением размера листа, изменением равновесной влажности материала и др. Статическое отклонение относительной влажности выбирается как большее из величин отклонений:

$$\Delta\varphi_{\text{в. ст}} = (\Delta l/l)_{\text{доп}}/K_{l\varphi_{\text{в}}};$$

$$\Delta\varphi_{\text{в. ст}} = \Delta W_{\text{доп}}/K_{w\varphi_{\text{в}}}, \qquad (2.8)$$

где $(\Delta l/l)_{\text{доп}}$ —допустимое относительное изменение размера листа; $K_{l\varphi_{\text{в}}}$ — коэффициент передачи по каналу «размер—относительная влажность воздуха», ориентировочно равный 0,1; $\Delta W_{\text{доп}}$ — допустимое изменение равновесной влажности листа; $K_{w\varphi_{\text{в}}}$ — коэффициент передачи по каналу «равновесная влажность бумаги — относительная влажность воздуха».

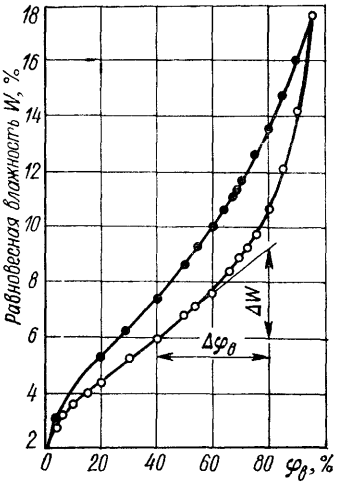


Рис. 2.7. Характерные кривые равновесной влажности для офсетной бумаги и определение по ним коэффициента передачи

По данным В. И. Прохорова, допустимое отклонение относительной влажности для разных видов полиграфической продукции составляет от 2—3 % до 5 %. Коэффициент передачи можно определить графоаналитическим способом по кривым равновесной влажности материала как зависимости равновесной влажности материала от относительной влажности воздуха (рис. 2.7). Эта линия имеет вид кривой, что объясняется сложным характером процесса сорбции влаги. Выбрав «опорное» значение относительной влажности, которая задана в помещении, легко провести касательную, определить приращения ΔW и $\Delta\varphi_{\text{в}}$ и, разделив их друг на друга, вычислить коэффициент передачи $K_{w\varphi_{\text{в}}}$, входящий в формулу (2.8). Гигроскопические материалы с точки зрения их статической характеристики являются нелинейным звеном, т. е. коэффициент передачи их переменный. Динамическую характеристику гигроскопического материала можно определить только на основании изучения переходного

процесса. Однако в ряде расчетов нужно знать не точное значение постоянной времени, а диапазон ожидаемых значений. Многие гигроскопические материалы имеют форму цилиндра (нить, волокно) малого радиуса или пластины (бумага, ткань, кожа и др.) малой толщины. Постоянная времени имеет порядок десятка минут. Так как период колебаний при работе регулятора соизмерим с ожидаемой постоянной времени ($T/\tau_{\text{п}} > 0{,}3$), то допустимое динамическое отклонение параметра можно определить по формуле (2.7).

2.5. Методы анализа нагрузок кондиционируемых и вентилируемых помещений

Нагрузки объекта наряду с внутренними и наружными параметрами относятся к исходным данным. Термин «нагрузка» идентичен принятому в теории управления термину «возмущение» или «возмущающее» воздействие. В задачах автоматизации требуется знать расчетную, среднюю и минимальную нагрузки каждого вида за годовой период раздельно в рабочее и нерабочее время (последнее в случае, когда параметры требуется поддерживать и в нерабочее время). Расчетная нагрузка определяет максимальное управляющее воздействие в теплый период года, минимальная нагрузка — в холодный. Кроме того, минимальная нагрузка является ограничением, рассматриваемым в системе управления. Например, минимальная тепловая нагрузка определяет минимальный расход приточного воздуха, который может быть ограничен. Средняя нагрузка является наиболее характерной величиной и должна учитываться при анализе процессов регулирования и выборе настроек регуляторов, а также в экономических расчетах.

В самом общем случае нагрузка известна, если известен ее закон распределения (изменения) и параметры такого закона. Прежде всего обоснуем, исходя из физических представлений, метод анализа нагрузок. Каждая из нагрузок (тепловая, влажностная или газовая) определяется как сумма составляющих от многочисленных единичных источников. Изменение одной составляющей может быть периодическим или же не учитываться, т. е. составляющая может быть постоянной. Однако такое явление наблюдается на сравнительно коротких отрезках времени, например в течение суток. Так, тепловыделения людьми в течение смены могут рассматриваться как постоянные, а изменение внешних теплопоступлений за счет суточного хода радиации и температуры наружного воздуха — как периодическое. Но в течение многих суток и месяцев температура наружного воздуха и радиация изменяются неупорядоченно (т. е. стохастически) при изменении климатообразующих факторов. Внутренние (технологические) составляющие нагрузок, как показано в работе [20], изменяются случайным образом, в силу действия ряда причин и факторов. При анализе изменения нагрузок за большие отрезки времени будем использовать стохастические представления. Если же решаемая задача рассматривает малые отрезки и периоды времени, то будем учитывать физические закономерности, например представления о стационарности или периодичности нагрузки.

Закон распределения нагрузки является основной статистической характеристикой ее как случайной величины Если нагрузка определяется как сумма многочисленных независимых источников (например, тепловая нагрузка как сумма теплоты, выделяемой многочисленными двигателями, осветительными приборами, людьми и пр.), то справедлива центральная предельная теорема теории вероятностей. Из нее следует, что *нагрузка распределена асимптотически нормально* при большом числе источников, даже, если выделения теплоты, влаги и пр каждым не распределены нормально. Это положение в наибольшей мере применимо к тепловой нагрузке, которая формируется большим числом единичных источников Влажностная нагрузка определяется числом людей, площадью смоченных поверхностей. Газовая нагрузка, определяющая расход наружного воздуха, зависит от технологического процесса, вредных выделений, числа людей и других факторов

В дальнейшем будем рассматривать методы анализа нагрузок на примере наиболее распространенной — тепловой В соответствии с центральной предельной теоремой теории вероятностей можно записать уравнение для плотности распределения тепловой нагрузки по нормальному закону

$$\frac{dp}{d\bar{Q}} \approx \frac{1}{\sigma_{\bar{Q}}\sqrt{2\pi}} \exp\left\{-\frac{[\bar{Q}_t - m(\bar{Q})]^2}{2\sigma_{\bar{Q}}^2}\right\}, \qquad (2.9)$$

где $\bar{Q}$ — рассматриваемая при анализе относительная в долях от максимальной (или расчетной) величина тепловой нагрузки; $m(\bar{Q})$ — математическое ожидание тепловой нагрузки как предел среднего значения при большом числе данных; $\sigma_{\bar{Q}}$ — среднеквадратическое отклонение (стандарт) тепловой нагрузки

Относительная нагрузка $\bar{Q}$ безразмерна, для получения конкретного распределения нагрузки в объекте нужно определить параметры распределения всей нагрузки через соответствующие параметры составляющих нагрузки Будем полагать основные составляющие тепловой нагрузки независимыми друг от друга Например, независимы число людей и солнечная радиация, температура наружного воздуха и мощность оборудования Но в то же время между некоторыми парами составляющих могут быть связи, выражаемые коэффициентами корреляции $r_{Q_t Q_{(t+1)}}$. Например, возможны связи между интенсивностью радиации и освещением помещения, числом людей и мощностью индивидуальных источников освещения; числом людей и мощностью станочного парка, поэтому при определении стандарта учтем возможную корреляционную связь между некоторыми составляющими

Математическое ожидание (среднее значение) тепловой нагрузки помещения есть сумма математических ожиданий всех составляющих

$$m(\bar{Q}) = \sum_{i=1}^{n} m(\bar{Q})_i = m(\bar{Q}_{\Delta t}) + m(\bar{Q}_{\text{рад}}) + m(\bar{Q}_{\text{о.}}) + m(\bar{Q}_{\text{осв}}) + \\ + m(\bar{Q}_{\text{люд}}) + \ldots, \qquad (2.10)$$

где индексы Δt, рад, об, осв, люд означают разность температур, радиацию, оборудование, освещение и люди соответственно.

Среднеквадратическое отклонение относительной тепловой нагрузки помещения

$$\sigma^2_{\bar{Q}} = \sum_{i=1}^{n} \left(\sigma^2_{\bar{Q}_i} + 2r_{Q_i Q_{(i+1)}} \sigma_{\bar{Q}_i} \sigma_{\bar{Q}_{(i+1)}}\right) = \sigma^2_{\bar{Q}_{\Delta t}} + \sigma^2_{\bar{Q}_{\text{рад}}} + \\ + \sigma^2_{\bar{Q}_{\text{об}}} + \sigma^2_{\bar{Q}_{\text{осв}}} + \sigma^2_{\bar{Q}_{\text{люд}}} + 2r_{\bar{Q}_{\text{рад}} \bar{Q}_{\text{осв}}} \sigma_{\bar{Q}_{\text{рад}}} \sigma_{\bar{Q}_{\text{осв}}} + \\ + 2r_{\bar{Q}_{\text{люд}} \bar{Q}_{\text{об}}} \sigma_{\bar{Q}_{\text{люд}}} \sigma_{\bar{Q}_{\text{об}}} + \ldots \qquad (2.11)$$

Любое значение относительной тепловой нагрузки, распределенной по нормальному закону, может быть найдено при известной вероятности P. Так, минимальное значение

$$\bar{Q}_{\min} = Q_{\min}/Q_{\max} = m(\bar{Q}) - Z(P)\sigma, \qquad (2.12)$$

где $Z(P)$ — величина, определяемая по таблицам функции Лапласа в зависимости от выбранной вероятности (обеспеченности).

Если изменить знак перед вторым членом уравнения (2.12), то можно найти расчетное значение тепловой нагрузки. Однако такой способ определения $\bar{Q}_{\text{расч}}$ не рекомендуется, так как при этом не учитывается допустимое отклонение температуры (см. п. 4.10).

Пример 2.5. В производственном помещении большое число единичных источников теплоты, поэтому распределение тепловой нагрузки можно приближенно полагать нормальным. Сумма средних значений всех составляющих $m(Q) = \sum m(Q)_i = 100$ кВт, а среднеквадратическое отклонение нагрузки $\sigma_Q = 30$ кВт. Найти минимальное значение тепловой нагрузки в рабочее время при обеспеченности $P = 0{,}977$, чему соответствует $Z(P) = 2$.

По формуле (2.12) минимальное значение тепловой нагрузки равно: $Q_{\min} = 100 - 2 \cdot 30 = 40$ кВт.

В некоторых случаях характерное (среднее, минимальное) значение всей нагрузки может быть найдено при соответствующих относительных значениях составляющих и долях $P(Q_i)$ этих составляющих в расчетной тепловой нагрузке. Например, среднюю тепловую нагрузку можно выразить так:

$$\bar{Q}_{\text{ср}} = \frac{Q_{\text{ср}}}{Q_{\max}} = \bar{Q}_{\Delta t\ \text{ср}} \frac{Q_{\Delta t\ \text{расч}}}{Q_{\max}} + \bar{Q}_{\text{рад. ср}} \frac{Q_{\text{рад. расч}}}{Q_{\max}} + \bar{Q}_{\text{об. ср}} \frac{Q_{\text{об. расч}}}{Q_{\max}} + \\ + \bar{Q}_{\text{люд. ср}} \frac{Q_{\text{люд. расч}}}{Q_{\max}} + \ldots = \sum_{i=1}^{n} \bar{Q}_{\text{ср}\,i} \cdot P(Q_i). \qquad (2.13)$$

По найденному закону распределения каждого из видов нагрузки помещения как возмущающего воздействия может быть выявлен закон распределения соответствующего управляющего воздействия. Они совпадают, если управляющее воздействие не имеет ограничений ни при максимальных, ни при минимальных значениях возмущений.

Поясним это примерами. Пусть температура воздуха в помещении стабилизируется управлением расходами приточного и удаляемого воздуха. Тогда распределение расхода приточного воздуха $\overline{G}_{\text{в}}$ в основном будет совпадать с распределением тепловой нагрузки $\overline{Q}_{\text{пом}}$ (в относительном виде нагрузку и расход можно сравнивать). Исключение могут составлять края распределений. Например, если расчетная тепловая нагрузка выбрана несколько меньше максимальной, то при $\overline{Q}_{\text{пом}} > \overline{Q}_{\text{пом. расч}}$ расход воздуха постоянный и равен расчетному — $\overline{G}_{\text{в}} = \overline{G}_{\text{в. расч}}$. Если расход приточного воздуха ограничен минимальным значением, то при нагрузке $\overline{Q}_{\text{пом}} < \overline{G}_{\text{в. min}}$ расход изменяться не будет. Таким образом, распределение расхода приточного воздуха как управляющее воздействие может быть усеченным как слева, так и справа и иметь на краях дельта-функцию. Расход наружного воздуха может использоваться как управляющее воздействие в системах стабилизации газового состава. В этом случае распределение расхода наружного воздуха определяется распределением выделений вредного вещества. Кроме того, нужно учитывать требования подачи наружного воздуха исходя из его термодинамического потенциала.

Аналогично исследуются распределения других видов нагрузки помещения: влажностной и газовой. Как вытекает из формул (2.10) и (2.11), характеристики распределения всей нагрузки можно определить только найдя предварительно характеристики отдельных составляющих. Поэтому перейдем к рассмотрению методов и некоторых результатов исследования характерных составляющих нагрузок помещения.

2.6. Закономерности изменения (распределения) составляющих тепловой, влажностной и газовой нагрузок помещения

Одни составляющие нагрузок (внешние) зависят от параметров наружного воздуха, другие (технологические) зависят от особенностей технологического процесса. Отсюда вытекает разный подход к методам анализа составляющих. Такие метеоэлементы, как температура, солнечная радиация, ветер и другие изучают специалисты-климатологи. Изменение температуры и радиации в течение суток может быть периодическим, в то же время эти величины в течение режима и всего года являются стохастическими.

Среднее и минимальное относительные значения теплопоступлений в помещение за счет разности температур можно определить по формулам:

$$m(\overline{Q}_{\Delta t}) = \frac{m(t_{\text{нар}}) - t_{\text{в}}}{t_{\text{нар. расч. летн}} - t_{\text{в}}}; \qquad \overline{Q}_{\Delta t\ \text{min}} = \frac{t_{\text{нар. min}} - t_{\text{в}}}{t_{\text{нар. расч. летн}} - t_{\text{в}}}, \quad (2.14)$$

где $m(\overline{Q}_{\Delta t})$ — математическое ожидание (среднее значение) теплопоступлений $\overline{Q}_{\Delta t}$; $m(t_{\text{нар}})$ — математическое ожидание температуры наружного воздуха, определяемое с учетом режима использования

системы отопления, например, при работе системы отопления и СКВ (СВ) $m/(t_{\text{нар}}) = (n_{t<8\,^\circ\text{C}} t_{\text{в}} + n_{t>8\,^\circ\text{C}} t_{\text{нар. ср}\,t>8\,^\circ\text{C}})/n_{\text{год}}$, где n — продолжительность режимов работы системы, ограниченных изотермами (или изоэнтальпами), определяемая по методике, приведенной в п. 2.7; $t_{\text{нар. расч. лети}}$ — расчетная температура наружного воздуха, при которой определяются теплопоступления через наружные ограждения в теплый период года.

Теплопоступления $Q_{\Delta t}$ знакопеременны, поэтому относительные величины, как правило, отрицательны. Это значит, что в расчетных летних условиях имеют место теплопоступления, а в течение режима или года преобладают теплопотери.

Пример 2.6. Определить средние и минимальные относительные значения теплопоступлений через наружную стену и остекление за счет разности температур в помещении в Москве (56° с. ш., 37° в. д.) при таких исходных данных: $t_{\text{в}} = 20\,^\circ\text{C}$; $t_{\text{нар. расч. лети}} = 28{,}5\,^\circ\text{C}$; $2A_{t\text{н}} = 10{,}6\,^\circ\text{C}$, $t_{\text{нар. расч. зимн}} = -25\,^\circ\text{C}$, если отопление в помещении используется в рабочее время при $t_{\text{нар}} < 8\,^\circ\text{C}$.

Для определения продолжительности отдельных режимов, разделенных в данном случае изотермой $t_{\text{нар}} = 8\,^\circ\text{C}$, и средних в этих режимах температур воспользуемся методикой, изложенной в п. 2.7. Так как граница режима использования системы отопления — изотерма, применим карту рис. 2.11. По известным географическим координатам Москвы и этой карте определим параметры распределения температуры, описываемого приближенно композиционным законом: $a = -12{,}5\,^\circ\text{C}$; $b = 20{,}5\,^\circ\text{C}$, $\sigma = 7{,}2\,^\circ\text{C}$. Вычислим комплекс $\gamma = (b-a)/\sigma = [20{,}5 - (-12{,}5)]/7{,}2 = 4{,}5$ Найдем относительное значение граничной для режима отопления температуры $t_{\text{нар}} = +8\,^\circ\text{C}$; $x = (t_{\text{нар}} - a)/\sigma = [8 - (-12{,}5)]/7{,}2 = 2{,}85$; $x - \gamma = 2{,}85 - 4{,}5 = -1{,}65$. По табл. 1.1 находим для аргументов x и $x - \gamma$ соответствующие значения интегралов: $J_1(x) = J_1(2{,}85) = 2{,}85$; $J_1(x-\gamma) = J_1(-1{,}65) = 0{,}026$; $J_2(x) = J_2(2{,}85) = 3{,}57$; $J_2(x-\gamma) = J_2(-1{,}65) = -0{,}042$; $\alpha = -a/\sigma = -(-12{,}5)/7{,}2 = 1{,}73$.

Продолжительность периода при $t_{\text{нар}} < 8\,^\circ\text{C}$ определяем по формуле (2.17):

$$n_{t<8\,^\circ\text{C}} \approx 8766\,\frac{1}{\gamma}\,[J_1(x) - J_1(x-\gamma)] = 8766\,(2{,}85 - 0{,}026)/4{,}5 = 5500 \text{ ч/год},$$

откуда $n_{t>8\,^\circ\text{C}} \approx 8766 - 5500 = 3266$ ч/год.

Сумму произведений температур на повторяемость при $t_{\text{нар}} < 8\,^\circ\text{C}$ определяем по формуле (2.18):

$$\sum t_{\text{нар}\,i} n_i = 8766\,(\sigma/\gamma)\,[J_2(x) - \alpha J_1(x) - J_2(x-\gamma) - (\gamma-\alpha)\,J_1(x-\gamma)] =$$
$$= 8766\,(7{,}2/4{,}5)\,[3{,}57 - 1{,}73 \cdot 2{,}85 - (-0{,}042) - (4{,}5 - 1{,}73)\,0{,}026] =$$
$$= -19\,300 \text{ (ч·°C)/год}.$$

Средняя температура наружного воздуха при $t_{\text{нар}} > 8\,^\circ\text{C}$ равна:

$$t_{\text{нар. ср}\,t>8^\circ\text{C}} = (8766 t_{\text{нар. ср. год}} - \sum t_{\text{нар}\,i} n_{i\,t<8^\circ\text{C}})/n_{t>8\,^\circ\text{C}} =$$
$$= [8766\,(20{,}5 - 12{,}5)/2 - (-19\,300)]/3266 = 16{,}7\,^\circ\text{C}.$$

Относительные средние за год теплопоступления в помещение через прозрачные и непрозрачные наружные ограждения определяют при средней за год температуре наружного воздуха с учетом компенсации теплопотерь системой отопления (при $t_{\text{нар}} < 8\,^\circ\text{C}$); $m(t_{\text{нар}}) = (5500 \cdot 20 + 3266 \cdot 16{,}7)/8766 = 18{,}7\,^\circ\text{C}$;

$$m(Q_{\Delta t})_{\text{прозр}} = \frac{18{,}7 - 20}{28{,}5 - 20} = -0{,}15;$$

$$m(Q_{\Delta t})_{\text{непрозр}} = \frac{18{,}7 - 20}{28{,}5 - 0{,}5 \cdot 10{,}6 - 20} = -0{,}41.$$

Различие результатов объясняется тем, что при поступлении теплоты через непрозрачное ограждение учтена среднесуточная температура воздуха в расчетных

условиях. Минимальные относительные значения теплопоступлений определим при наружной расчетной температуре и работе системы отопления: $(Q_{\Delta t})_{\min} = 0$, так как в расчете $t_{нар} = t_в$, т. е. нет теплопотерь, поскольку они компенсируются системой отопления.

Изменение солнечной радиации в силу переменной облачности происходит неупорядоченно, причем закон распределения в литературе не описывается. В приближенных расчетах при трехсменной работе объекта можно приближенно принимать среднегодовую интенсивность в долях от максимальной часовой $\bar{q}_{рад.ср} = q_{рад.ср}/q_{max} = 0{,}13 \div 0{,}25$, причем это значение изменяется в зависимости от ряда факторов, прежде всего от географической широты. При двухсменной и односменной работе системы это значение увеличивают, так как выпадают такие часы, когда радиация отсутствует. Минимальное относительное значение этой составляющей теплопритоков равно нулю.

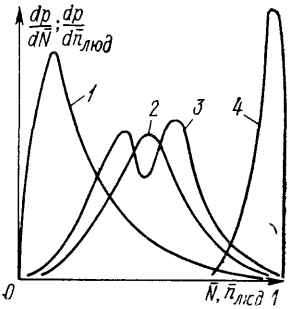


Рис. 2.8. Кривые плотности распределения исследованных характерных составляющих тепловой, влажностной и газовой нагрузок помещений:

P — вероятность; $\bar{N}$ — относительная мощность оборудования; $\bar{n}_{люд}$ — относительное число людей: *1* — распределение мощности технологического освещения кино- и телестудий [20]; *2*, *4* — распределение заполняемости производственных и зрелищных объектов [20]; *3* — распределение мощности, потребляемой технологическим оборудованием машиностроительных предприятий [20]

Технологические составляющие нагрузки являются функцией технологического процесса, а они чрезвычайно разнообразны. Характерные источники и составляющие нагрузок как случайные величины исследованы в ЛТИХП [20]. Так, объектом исследований явились: загрузка технологического оборудования машиностроительных предприятий; число людей в производственных помещениях и зрительных залах кинотеатров; мощность освещения кино- и телестудий. Заметим, что число людей определяет не только составляющую тепловой нагрузки, но и является основой анализа влажностной и газовой нагрузок.

Распределение мощности технологического оборудования показано на графике рис. 2.8. На его горизонтальной оси отложена относительная мощность (в долях от максимальной), а на вертикальной — плотность $dP/d\bar{N}$ как предел отношения $\Delta P/\Delta\bar{N}$ при уменьшении интервала $\Delta\bar{N}$. Исходной основой были данные посменного замера электрической мощности, потребляемой станочным парком и другим технологическим оборудованием некоторых машиностроительных предприятий Ленинграда. Более подробно объекты исследования описаны в публикациях [20]. При посменном учете сглаживаются возможные колебания за время смены, изменяется дисперсия (разброс), а среднее не меняется. Анализ вида кривых распределения, некоторые из которых показаны на рис. 2.8, позволяет сделать ряд выводов. Кривые распределения имеют разный вид,

что свидетельствует о различных законах распределения относительной мощности как случайной величины. Некоторые кривые имеют один выраженный максимум (одномодальные) и могут быть приближенно описаны нормальным или логарифмически-нормальным законом. Другие кривые плотности распределения имеют более сложный вид — два выраженных максимума (двухмодальные). В рассматриваемой задаче важно определить относительное среднее значение и стандарт. Они составили $\bar{N}_{\text{ср}} = 0{,}4 \div 0{,}6$; $\sigma_{\tilde{N}} = 0{,}2 \div 0{,}25$. Минимальное значение зависит от выбранного уровня обеспеченности, причем зависимостью, аналогичной (2.12), пользоваться не следует, так как функция $Z(P)$ задается при нормальном распределении. Выделение теплоты можно полагать пропорциональным потребляемой мощности. На исследованных объектах она является сильно изменяющейся составляющей, о чем говорит прежде всего малое значение средней относительной мощности. Это тем более важно, что данная составляющая в ряде промышленных объектов является основной (преобладающей) в расчетной и текущей тепловой нагрузке помещения. Поэтому правильное представление о характере ее изменения имеет важное значение, особенно для управления системой. Иначе, технологическое оборудование является наиболее характерным и часто основным, к тому же быстрым и сильным возмущающим воздействием.

Распределение заполняемости производственных и зрелищных объектов людьми исследовалось на ряде предприятий и кинотеатров Ленинграда [20]. На основе проведенных исследований построены кривые распределения плотности заполняемости (рис. 2.8). Анализируя их, можно сделать ряд существенных выводов. Распределение заполняемости производственных помещений, как и следовало ожидать, является очень плотным (т. е. имеет малый стандарт $\sigma_{\bar{m}}$) и смещено к максимальной величине. Эта составляющая меняется мало, так как математическое ожидание близко к максимуму и зависит от того, какой коллектив исследуется: в основном женский или мужской. В последнем среднее несколько выше, что объясняется причинами социального характера. Средняя заполняемость получена около $\bar{m}_{\text{люд. ср}} = 0{,}90$, среднеквадратическое отклонение $\bar{\sigma}_{m\,\text{люд}} = 0{,}03 \div 0{,}05$. Характер кривой распределения позволяет считать число людей в производственных помещениях, а значит соответствующие составляющие тепловой, влажностной и газовой нагрузок относительно постоянными. Иной характер изменения получен в зрелищных объектах (кинотеатрах), где распределение близко к нормальному, а среднее значительно меньше расчетного и в зависимости от ряда факторов составляет 0,3—0,6. В зрелищных объектах число людей является основным источником не только тепловой, но влажностной и газовой нагрузок: все эти виды изменяются взаимосвязанно, а коэффициент корреляции $r_{QG\,\text{вл}} = P\,(Q_{\text{люд}}) \approx 1$ и $r_{G\,\text{вл}\,G\,\text{вр}} = 1$. Роль коэффициентов корреляции играют доли соответствующих составляющих, имеющих одинаковый источник выделений разных видов вредностей.

Распределение мощности технологического освещения исследовалось на объектах, где эта составляющая является основной [20]. К таким объектам относятся съемочные павильоны кино- и телестудий. Результаты их исследования приведены на рис. 2.8. Полученные распределения хорошо описываются логарифмически-нормальным законом. Их характерная особенность — малая повторяемость высоких значений мощности освещения. Так, в 95 % случаев нагрузка не превышает 60—70 % от максимальной, а средняя величина этой нагрузки составляет 20—30 % от максимальной. Эта составляющая является наиболее сильно изменяющейся.

Приведенные материалы исследований отнюдь не исчерпывают всех случаев изменения составляющих, а только знакомят с методами анализа и полученными результатами. Еще раз подчеркнем, что данные о заполняемости людьми разных объектов являются основой анализа составляющей тепловой, влажностной и газовой нагрузок помещения. Другие составляющие влажностной нагрузки, определяющиеся испарением влаги с поверхности и высыханием влажных материалов, определяются с учетом ряда дополнительных данных: площади и режима смачивания поверхности, скорости воздуха, температуры воды и других параметров.

В заключение рассмотрим методы анализа газовыделений в технологическом процессе, что имеет большое значение для создания автоматизированных систем вентиляции. Вредные для людей выделения являются основным видом нагрузки многих объектов и определяют в них воздухообмен, поэтому закономерности изменения (распределения) концентрации имеют большое значение, так как являются возмущающим воздействием в системах стабилизации концентрации. Методы анализа газовыделений могут быть различны, что зависит от физической природы процесса. В наиболее общем случае методика учитывает пространственно-временной характер распределения концентраций вредных веществ как основы для определения газовой нагрузки, которая обычно не может быть измерена непосредственно. Пусть утечки вредности определяются негерметичностью аппаратуры и коммуникаций, изменяющейся в процессе эксплуатации в период между планово-предупредительными ремонтами. По результатам измерений концентраций в объеме рабочей зоны в каждый отрезок времени можно определить среднее значение $C_{\text{ср}\,i}$ и σ_{Ci} как характеристик мгновенного поля. Если сочетания величин $C_{\text{ср}\,i}$ и σ_{Ci} нанесены в виде точек на график, то можно получить поле возможных значений сочетаний параметров распределения (рис. 2.9). Каждый из параметров меняется и его распределение характеризуется математическим ожиданием $m\,(C_{\text{ср}})$, $m\,(\sigma_C)$ и стандартом $\sigma_{C\,\text{ср}}$ и $\sigma_{\sigma C}$. Эти величины показаны на рис. 2.9. Через них можно найти характерные значения газовой нагрузки с учетом выбранного регулируемого параметра и концентрации вредности в наружном воздухе $C_{\text{нар}}$. Пусть регулируемым параметром является средняя концентрация вредного вещества в уходя-

щем воздухе, тогда среднее относительное значение газовыделений можно выразить так:

$$m(\bar{G}_{вр}) = \frac{m(C_{ср}) - C_{нар}}{m(C_{ср}) + Z(P)\,\sigma_{C\,ср} - C_{нар}}. \qquad (2.15)$$

При вычислении минимального относительного значения газовыделений числитель в формуле (2.15) уменьшают на $Z(P)\,\sigma_{C\,ср}$. Для анализа газовой нагрузки необходимы фактические данные об изменении концентраций вредного вещества и с учетом режима (производительности) системы вентиляции.

Пример 2.7. В вентилируемом помещении выделяется вредное вещество, изменение выделений которого можно оценить по изменению концентраций (рис. 2.9). Регулируемым параметром является средняя концентрация, измеряемая в уходящем воздухе после вытяжного вентилятора. Нужно определить среднее и минимальное [при $P = 0{,}977$, $Z(P) = 2$)] относительное значение газовыделений, если $C_{нар} = 5$ мг/м³.

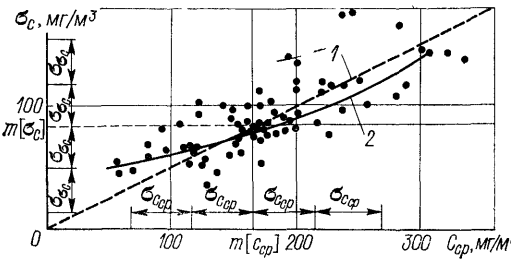


Рис. 2.9. Возможные сочетания параметров распределения пространственно-временного поля концентраций в вентилируемом помещении с газовыделениями:
1 — при нормальном распределении; *2* — для условий экспериментов

Из графика рис. 2.9 находим $m(C_{ср}) = 165$ мг/м³, $\sigma_{C\,ср} = 50$ мг/м³; эти значения подставляем в формулы для определения средних и минимальных относительных газовыделений:

$$m(\bar{G}_{вр}) = \frac{165 - 5}{165 + 2 \cdot 50 - 5} = 0{,}62; \quad \bar{G}_{вр\,min} = \frac{165 - 2 \cdot 50 - 5}{165 + 2 \cdot 50 - 5} = 0{,}23.$$

Полученные цифры характеризуют сильное изменение газовыделений в объекте как возмущающего воздействия в системе стабилизации концентрации. Другие цифры можно получить, если рассматривать в качестве регулируемого параметра максимальную локальную концентрацию. Однако точка максимальной концентрации меняет свое положение в пространстве и поэтому как регулируемый параметр не может быть использована.

2.7. Исходная климатологическая информация

Системы кондиционирования и вентиляции связаны с наружной средой несколькими путями, поэтому параметры наружной среды, называемые в климатологии метеоэлементами, влияют на режимы работы системы, требования к системе управления, расходы теплоты, холода, воздуха, воды и электроэнергии. Первый путь воздействия связан с тем, что система забирает наружный воздух. Поэтому параметры наружного воздуха ($t_{нар}$, $d_{нар}$, $I_{нар}$) определяют его термодинамическое состояние и требуемые процессы тепловлажностной обработки. В задачах управления требуется знать скорость изменения этих параметров как возмущающих воздействий на систему. Другой путь воздействия связан с влиянием внешней среды через наружные прозрачные и непрозрачные ограждения на тепловой

и влажностный режим помещения, газовый состав воздуха. При этом учитывается влияние температуры $t_{нар}$, влагосодержания $d_{нар}$, интенсивности радиации $q_{рад}$, величины и направления ветра. Воздействия внешней среды значительно усиливаются, если те или иные ограждения помещения негерметичны (например, оконные и дверные проемы) и не предусмотрен подпор. В разных объектах влияние внешней среды может быть выражено по-разному: в одних площадь наружных ограждений сведена к минимуму, в других — она значительна и поэтому сильно влияние климатологических факторов. Одна и та же система может использовать разное количество наружного воздуха: чем меньше эта величина, тем слабее влияние внешней среды.

Годовые (усредненные за много лет) распределения срочных замеров температуры можно аппроксимировать в первом приближении нормальным законом, а энтальпии и влагосодержания — логарифмически-нормальным. Параметры этих распределений — математическое ожидание (среднее значение) и среднеквадратическое отклонение — нанесены на карты Советского Союза в виде изолиний. На основе этих данных можно определять такие величины, как годовая продолжительность того или иного режима работы системы, среднее значение параметра в течение режима, годовые расходы теплоты, холода и влаги разными системами и в произвольном пункте территории Советского Союза.

Для повышения точности вычисления годовых расходов теплоты и холода без существенного усложнения методики и формул были проведены исследования возможности более точного описания одномерных распределений температур и энтальпий. На большей части территории Советского Союза эти распределения хорошо описываются композиционным законом (рис. 2.10). Из этого рисунка видно, что истинные и аппроксимирующие распределения в основном близки, локальные повышения и понижения компенсируют друг друга, так как годовые расходы определяют суммированием мгновенных расходов. Выбранный закон мало описан в литературе, поэтому рассмотрим его несколько подробнее.

Плотность распределения на примере температуры наружного воздуха для композиционного закона записывается так:

$$f(t_{нар}) = \frac{dP}{dt_{нар}} = \frac{1}{b-a}\frac{1}{\sqrt{2\pi}} \times$$

$$\times \int_{(t_{нар}-b)/\sigma}^{(t_{нар}-a)/\sigma} \exp(-x^2/2)\,dx = \frac{1}{b-a}\left[\Phi\left(\frac{t_{нар}-a}{\sigma}\right) - \Phi\left(\frac{t_{нар}-b}{\sigma}\right)\right]. \quad (2.16)$$

Аналогичным этому соотношением можно приближенно описать плотность распределения энтальпии наружного воздуха. Эта плотность определяется как произведение плотности закона равной вероятности на разность интегральных функций нормального распределения Φ при аргументах $(I_{нар} - a)/\sigma$ и $(I_{нар} - b)/\sigma$. Таким

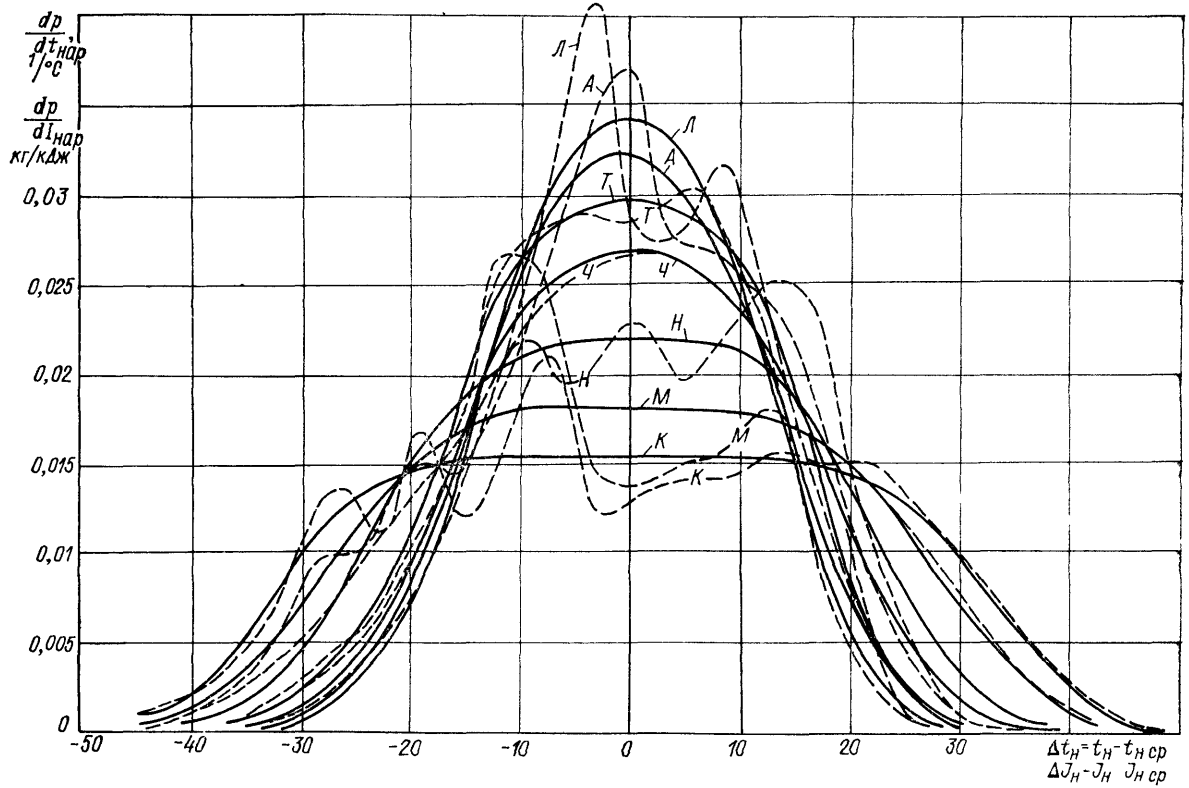


Рис 2 10 Описание центрированных одномерных распределений (штриховые линии) температур и энтальпий наружного воздуха композиционным законом (сплошные линии). Л—Ленинград, А — Архангельск, Т — Ташкент, Ч — Чердынь, Н — Новосибирск, М — Москва, К — Киев (*P* — вероятность)

образом, композиционный закон характеризуется тремя параметрами (a, b, σ), вычисляемыми через второй и четвертый центральные моменты распределения. Данный закон наблюдается в том случае, когда распределение температуры и энтальпии происходит как под влиянием множества случайных факторов, дающих в совокупности нормальное распределение, так и под влиянием фактора, равномерно изменяющегося во времени. Вид функции плотности определяется отношением $(b - a)/(3\sigma)$. Параметры a (сплошные линии), b (штриховые) и σ (штрихпунктирные) распределения температуры определяют по карте рис. 2.11, а энтальпии — по рис. 2.12.

Приведем характерные зависимости при описании плотности распределения композиционным законом. Годовая повторяемость сочетаний параметров в интервале от $I_{\text{нар. min}} = -\infty$ до $I_{\text{нар}} = I_{\text{к}}$ равна:

$$n = 8766\psi_{\text{см}} P \int_{-\infty}^{I_{\text{к}}} = 8766\psi_{\text{см}} \int_{-\infty}^{I_{\text{к}}} \frac{dP}{dI}\, dI = \frac{8766\psi_{\text{см}}}{b-a} \int_{-\infty}^{I_{\text{к}}/\sigma} \left[\Phi\left(\frac{I-a}{\sigma}\right) - \right.$$

$$\left. - \Phi\left(\frac{I-b}{\sigma}\right)\right] dI = \frac{8766\psi_{\text{см}}}{\gamma} [J(x) - J(x-\gamma)], \qquad (2\ 17)$$

где $\psi_{\text{см}}$ — коэффициент, учитывающий сменность работы; $\gamma = (b - a)/\sigma$, $x = (I_{\text{к}} - a)/\sigma$, а $J(x)$ — интеграл от интегральной функции нормального закона, определяемый по табл. 2.1, данные которой получены в результате расчетов на ЭВМ. Сумма произведений энтальпии на повторяемость определяется аналогично:

$$\sum_{-\infty}^{I_{\text{к}}} I_{\text{нар}\,i} n_i = 8766\psi_{\text{см}} \sum_{-\infty}^{I_{\text{к}}} I_{\text{нар}\,i} P_i =$$

$$= 8766\psi_{\text{см}} \frac{1}{b-a} \sum_{-\infty}^{I_{\text{к}}/\sigma} \left[\Phi\left(\frac{I-a}{\sigma}\right) - \Phi\left(\frac{I-b}{\sigma}\right)\right] I\, dI = \frac{8766\,\psi_{\text{см}}\sigma}{\gamma} [J_2(x) -$$

$$- \alpha J_1(x) - J_2(x-\gamma) - (\gamma - \alpha) J_1(x-\gamma)], \qquad (2.18)$$

где $\alpha = -a/\sigma$, $J_2(x)$ — интеграл от произведения интегральной функции нормального закона на ее аргумент, определяемый по табл. 2.1. Делением выражения (2.18) на (2.17) определяется среднее значение энтальпии в рассматриваемом интервале.

Общая последовательность расчета годовых расходов теплоты и холода системами при различных исходных данных и в произвольном пункте Советского Союза на основе композиционного закона следующая. Для рассматриваемой системы с учетом решений по управлению определяют режимы работы и границы режимов, значения граничных изоэнтальпий и изотерм. По известным географическим координатам пункта на соответствующей карте по рис. 2.11 и 2.12 ставят точку и путем интерполяции значений на изолиниях приближенно находят величины a, b и σ. Эти значения подставляют

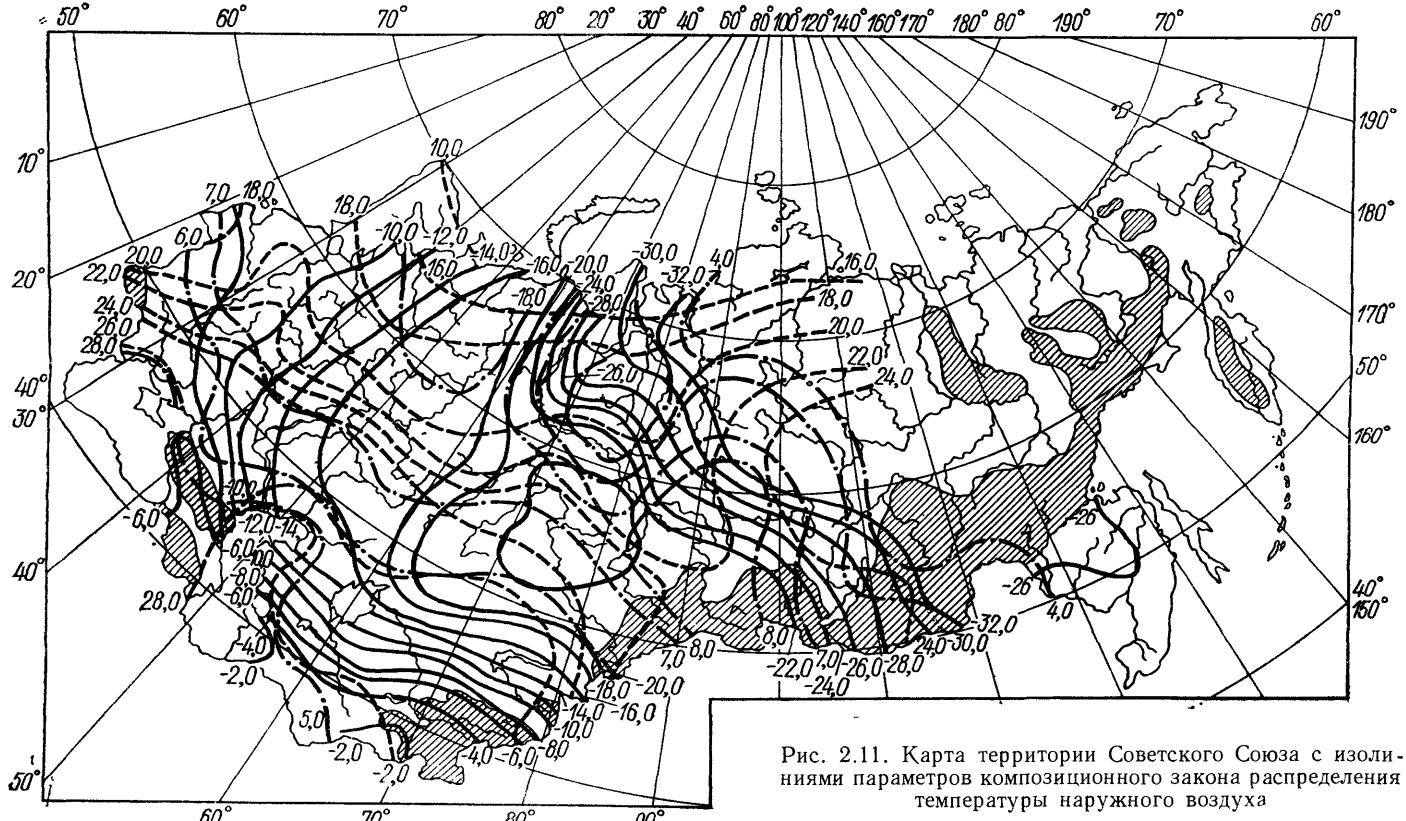


Рис. 2.11. Карта территории Советского Союза с изолиниями параметров композиционного закона распределения температуры наружного воздуха

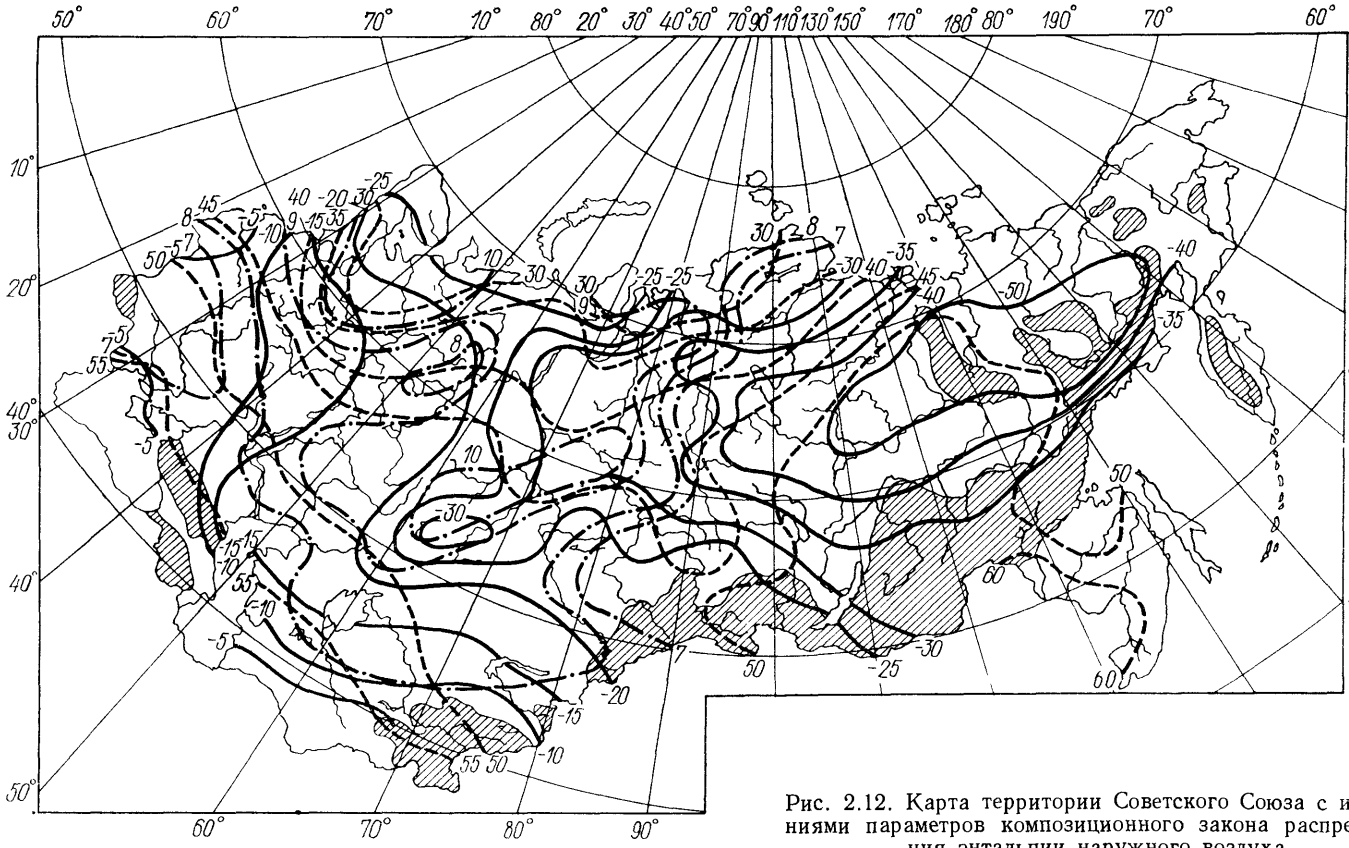


Рис. 2.12. Карта территории Советского Союза с изолиниями параметров композиционного закона распределения энтальпии наружного воздуха

Функции $J_1(x_1) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{x_1} \int_{-\infty}^{x_1} \exp(-x^2/2)\,dx$ **и** $J_2(x_1) =$

$$= \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{x_1} \int_{-\infty}^{x_1} x \cdot \exp(-x^2/2)\,dx$$

x_1	$J_1(x_1)$	$J_2(x_1)$	x_1	$J_1(x_1)$	$J_2(x_1)$	x_1	$J_1(x_1)$	$J_2(x_1)$
—3,0	0,00037	—0,001	5,0	5,00000	12,000	13,0	13,00000	84,000
—2,8	0,00074	—0,002	5,2	5,20000	13,020	13,2	13,20000	86,620
—2,6	0,00146	—0,004	5,4	5,40000	14,080	13,4	13,40000	89,280
—2,4	0,00271	—0,007	5,6	5,60000	15,180	13,6	13,60000	91,980
—2,2	0,00488	—0,012	5,8	5,80000	16,320	13,8	13,80000	94,720
—2,0	0,00848	—0,020	6,0	6,00000	17,500	14,0	14,00000	97,500
—1,8	0,01430	—0,031	6,2	6,20000	18,720	14,2	14,20000	100,321
—1,6	0,02320	—0,046	6,4	6,40000	19,980	14,4	14,40000	103,181
—1,4	0,03670	—0,066	6,6	6,60000	21,280	14,6	14,60000	106,081
—1,2	0,06610	—0,091	6,8	6,80000	22,620	14,8	14,80000	109,022
—1,0	0,08330	—0,121	7,0	7,00000	24,000	15,0	15,00000	112,002
—0,8	0,12000	—0,154	7,2	7,20000	25,420	15,2	15,20000	115,023
—0,6	0,16900	—0,188	7,4	7,40000	26,880	15,4	15,40000	118,087
—0,4	0,23000	—0,218	7,6	7,60000	28,380	15,6	15,60000	121,184
—0,2	0,30700	—0,241	7,8	7,80000	29,920	15,8	15,80000	124,325
0,0	0,39900	—0,250	8,0	8,00000	31,500	16,0	16,00000	127,505
0,2	0,50700	—0,239	8,2	8,20000	33,120	16,2	16,20000	130,726
0,4	0,63000	—0,202	8,4	8,40000	34,780	16,4	16,40000	133,986
0,6	0,76900	—0,132	8,6	8,60000	36,480	16,6	16,60000	137,289
0,8	0,92000	—0,026	8,8	8,80000	38,220	16,8	16,80000	140,627
1,0	1,08300	0,121	9,0	9,00000	40,000	17,0	17,00000	144,007
1,2	1,25600	0,311	9,2	9,20000	41,820	17,2	17,20000	147,427
1,4	1,43700	0,546	9,4	9,40000	43,680	17,4	17,40000	150,887
1,6	1,62300	0,826	9,6	9,60000	45,580	17,6	17,60000	154,387
1,8	1,81400	1,151	9,8	9,80000	47,520	17,8	17,80000	157,926
2,0	2,00800	1,520	10,0	10,00000	49,500	18,0	18,00000	161,505
2,2	2,20500	1,932	10,2	10,20000	51,520	18,2	18,20000	165,124
2,4	2,40300	2,387	10,4	10,40000	53,580	18,4	18,40000	168,783
2,6	2,60200	2,884	10,6	10,60000	55,680	18,6	18,60000	172,482
2,8	2,80100	3,422	10,8	10,80000	57,820	18,8	18,80000	176,221
3,0	3,00000	4,001	11,0	11,00000	59,999	19,0	19,00000	179,999
3,2	3,20000	4,621	11,2	11,20000	62,220	19,2	19,20000	183,817
3,4	3,40000	5,280	11,4	11,40000	64,479	19,4	19,40000	187,675
3,6	3,60000	5,980	11,6	11,60000	66,780	19,6	19,60000	191,573
3,8	3,80000	6,720	11,8	11,80000	69,120	19,8	19,80000	195,511
4,0	4,00000	7,500	12,0	12,00000	71,500			
4,2	4,20000	8,320	12,2	12,20000	73,920			
4,4	4,40000	9,180	12,4	12,40000	76,380	20,0	20,00000	199,489
4,6	4,60000	10,080	12,6	12,60000	78,880			
4,8	4,80000	11,020	12,8	12,80000	81,420			

в комплексы x, γ и α. По табл. 2.1 находят $J_1(x)$, $J_1(x-\gamma)$, $J_2(x)$ и $J_2(x-\gamma)$. Найденные значения подставляют в выражения (2.17) и (2.18), а последние — в формулы для годовых расходов теплоты и холода:

$$Q_{\text{т. год}} = \left[\left(I_{\text{р}} - \frac{Q_{\text{пом. ср}} + G_{\text{вл. ср}} i_{\text{н}} + \Delta Q_{\text{пр}}}{G_{\text{нар min}}} \right) n - \sum_{-\infty}^{I_{\text{к}}} I_{\text{нар}\,i} n_i \right] G_{\text{нар min}}; \tag{2.19}$$

$$Q_{\text{х. год1}} = \left[\sum_{I_{\text{к}}}^{I_{\text{р}}} I_{\text{нар}\,i} n_i - \left(I_{\text{р}} - \frac{Q_{\text{пом. ср}} + G_{\text{вл. ср}} i_{\text{н}} + \Delta Q_{\text{пр}}}{G_{\text{нар max}}} \right) n_1 \right] G_{\text{нар max}}; \tag{2.20}$$

$$Q_{\text{х. год2}} = \left[\sum_{I_{\text{р}}}^{I_{\text{нар. расч}}} I_{\text{нар}\,i} n_i - \left(I_{\text{р}} - \frac{Q_{\text{пом. ср}} + G_{\text{вл. ср}} i_{\text{н}} + \Delta Q_{\text{пр}}}{G_{\text{нар min}}} \right) \times \right.$$

$$\left. \times\, n_2 \right] G_{\text{нар min}}; \tag{2.21}$$

$$Q_{\text{х. год3}} = n_3 Q_{\text{х. час. расч}}, \tag{2.22}$$

где индекс р относится к рециркуляционному воздуху.

Годовой расход холода определяют суммированием расходов холода в трех режимах работы системы. В интервале энтальпий наружного воздуха от $I_{\text{нар}} = I_{\text{к}}$ до $I_{\text{нар}} = I_{\text{р}}$ система обычно работает при максимальном расходе наружного воздуха, а в интервале от $I_{\text{нар}} = I_{\text{р}}$ до $I_{\text{нар}} = +\infty$ — при минимальном расходе наружного воздуха. Годовые расходы влаги можно приближенно определять по методике на основе логарифмически-нормального распределения влагосодержания наружного воздуха. Параметры такого распределения: логарифм среднегодового значения $(\ln d)_{\text{нар ср}}$ (сплошные линии) и среднеквадратическое отклонение логарифма $\sigma_{\ln d}$ (штриховые) можно определять по известным географическим координатам пункта и по карте рис. 2.13.

Поясним методику вычисления годовых расходов теплоты и холода в управляемых системах характерными примерами.

Пример 2.8. В управляемой системе вентиляции производится нагрев наружного воздуха до постоянной конечной температуры $t_{\text{к}} = t_{\text{в}} - (O_{\text{пом}} + \Delta Q_{\text{пр}})/G_{\text{нар}} = 10$ °С. Определить годовой расход теплоты при $G_{\text{нар}} = 1$ кг/ч в климатических условиях Москвы (56° с ш., 38° в. д.) при непрерывной работе объекта и системы.

На карте рис. 2.11 по известным географическим координатам Москвы ставим точку и путем линейной интерполяции находим: $a = -12{,}5$ °С; $b = 20{,}5$ °С, $\sigma = 7{,}2$ °С. Комплекс $\gamma = (b-a)/\sigma = [20{,}5 - (-12{,}5)]/7{,}2 = 4{,}5$. Аргумент $x = (t_{\text{к}} - a)/\sigma = [10 - (-12{,}5)]/7{,}2 = 3{,}1$. Аргумент $x - \gamma = 3{,}1 - 4{,}5 = -1{,}4$; аргумент $\gamma - \alpha = 4{,}5 - (+12{,}5)/7{,}2 = 2{,}77$. По табл. 2.1 находим $J_1(3{,}1) = 3{,}1$; $J_1(-1{,}4) = 0{,}037$; $J_2(3{,}1) = 4{,}31$; $J_2(-1{,}4) = -0{,}066$.

Продолжительность периода нагревания воздуха при $t_{\text{нар}}$ от $-\infty$ до $t_{\text{к}} = 10$ °С

$$n = 8766\psi_{\text{см}}[J_1(x) - J_1(x-\gamma)]/\gamma = 8766 \cdot 1\,(3{,}1 - 0{,}037)/4{,}5 = 5950 \text{ ч/год}.$$

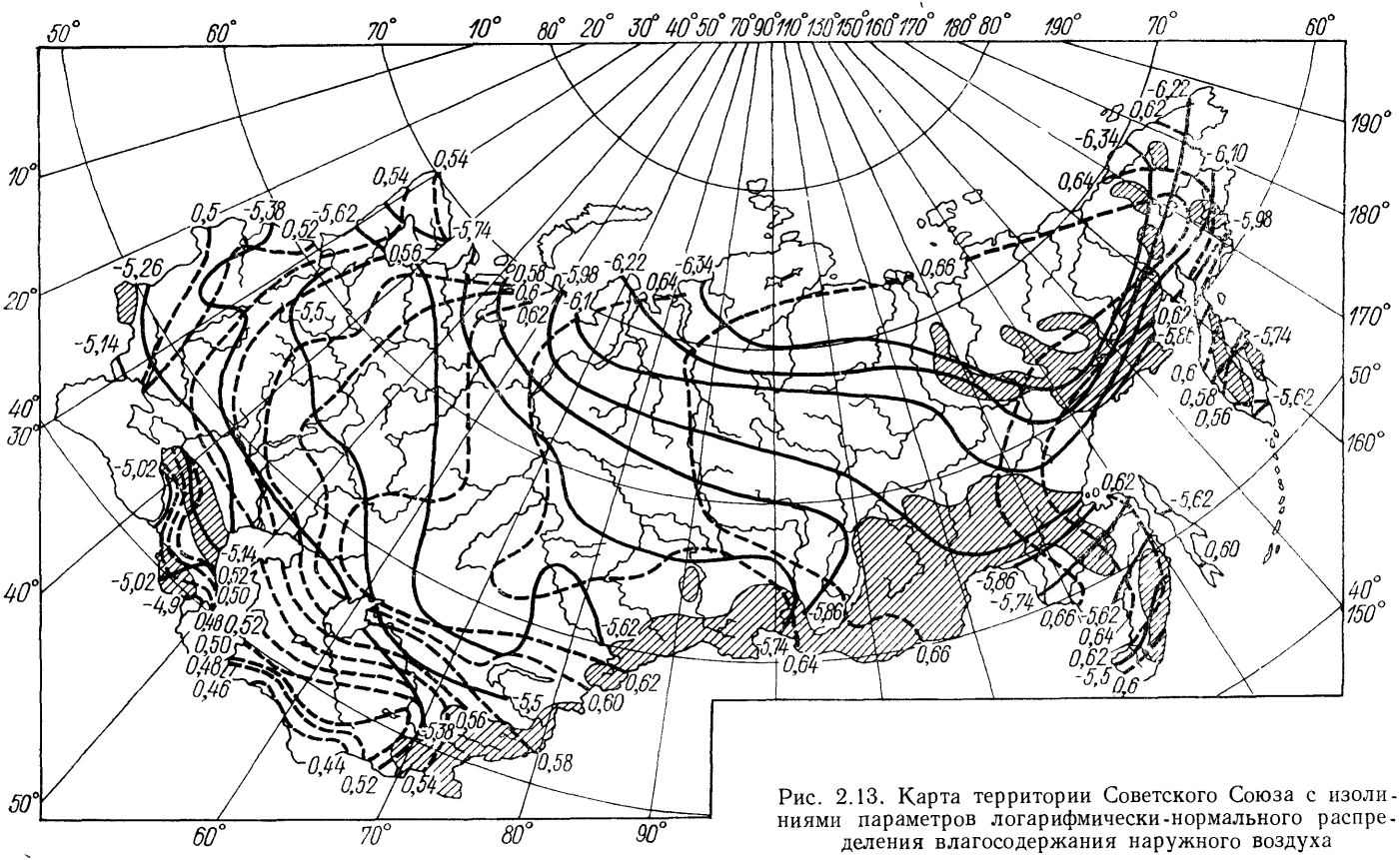


Рис. 2.13. Карта территории Советского Союза с изолиниями параметров логарифмически-нормального распределения влагосодержания наружного воздуха

Сумма произведений температур на повторяемость в режиме нагревания

$$\sum_{-\infty}^{t_к} t_{нар\ i} n_i = 8766\psi_{см}\sigma\,[J_2(x) - \alpha J_1(x) - J_2(x-\gamma) - (\gamma-\alpha)\,J_2(x-\gamma)]/\gamma =$$

$$= 8766 \cdot 1 \cdot 7{,}2\,(4{,}31 - 12{,}5 \cdot 3{,}1/7{,}2 + 0{,}066 - 2{,}77 \cdot 0{,}037)/4{,}5 = -15\,400\ (ч \cdot ^\circ C)/год.$$

Искомый годовой расход теплоты на нагревание воздуха в условиях примера

$$Q_{т.год} = \left\{ [t_в - (Q_{пом} + \Delta Q_{пр})/G_{нар}]\,n - \sum_{-\infty}^{t_к} t_{нар\ i} n_i \right\} c_{рв} G_{нар} =$$

$$= [10 \cdot 5950 - (-15\,400)]\,1 \cdot 1 = 74\,900\ кДж/год.$$

Пример 2.9. В управляемой системе кондиционирования воздуха требуется определить годовой расход холода из условия $G_{нар\ max} = G_{пр} = 1$ кг/ч, а $G_{нар\ min} = 0{,}5$ кг/ч для климатических условий Москвы ($I_{нар.расч} = 54$ кДж/кг) при непрерывной работе обьекта и системы. Энтальпия рециркуляционного воздуха $I_р = 39$ кДж/кг, энтальпия охлажденного в оросительной камере воздуха $I_к = 26$ кДж/кг. В области энтальпий наружного воздуха от $I_к = 26$ кДж/кг до $I_р = 39$ кДж/кг система работает при $G_{нар\ max}$, при $I_{нар} > I_р$ — при $G_{нар\ min}$, а если $I_{нар} > I_{нар.расч}$, то $Q_х = Q_{х.расч} = 20{,}5$ кДж/ч.

Учитывая, что границы режимов охлаждения воздуха в СКВ — изоэнтальпы, по карте рис. 2.12 и известным из примера 2.8 географическим координатам Москвы, интерполируя, находим параметры композиционного закона распределения энтальпии: $a = -10{,}9$ кДж/кг, $b = 46$ кДж/кг; $\sigma = 8{,}4$ кДж/кг. Вычисляем среднегодовое значение $I_{нар.ср.год} = (b + a)/2 = 17{,}05$ кДж/кг; $\gamma = (b - a)/\sigma = [46 - (-10{,}9)]/8{,}4 = 6{,}8$; $\alpha = -a/\sigma = -(-10{,}9)/8{,}4 = 1{,}3$. Обозначим через x_1 относительное значение энтальпии $I_р$, через x_2 — относительное значение $I_к$, через x_3 — относительное значение $I_{нар.расч}$. Найдем $x_1 = (I_р - a)/\sigma = [39 - (-10{,}9)]/8{,}4 = 5{,}95$. По табл. 2.1 находим: $J_1(x_1) = J_1(5{,}95) = 5{,}95$; $J_1(x_1 - \gamma) = J_1(5{,}95 - 6{,}8) = J_1(-0{,}85) = 0{,}11$; $J_2(x_1) = J_2(5{,}95) = 17{,}2$; $J_2(x_1 - \gamma) = J_2(-0{,}85) = -0{,}147$. Найдем $x_2 = (I_к - a)/\sigma = [26 - (-10{,}9)]/8{,}4 = 4{,}4$. По табл. 2.1 находим $J_1(x_2) = J_1(4{,}4) = 4{,}4$; $J_1(x_2 - \gamma) = J_1(4{,}4 - 6{,}8) = 0{,}0027$; $J_2(4{,}4) = 9{,}18$; $J_2(x_2 - \gamma) = J_2(4{,}4 - 6{,}8) = -0{,}0073$. Найдем $x_3 = (I_{нар.расч} - a)/\sigma = [54 - (-10{,}9)]/8{,}4 = 7{,}73$; $J_1(x_3) = J_1(7{,}73) = 7{,}73$; $J_1(x_3 - \gamma) = J_1 \times (7{,}73 - 6{,}8) = 1{,}024$; $J_2(7{,}73) = 29{,}3$; $I_2(7{,}73 - 6{,}8) = 0{,}07$.

По формуле (2.17) находим продолжительность периода при энтальпии наружного воздуха в интервале от $I_к = 26$ кДж/кг до $I_р = 39$ кДж/кг

$$n_1 = 8766\psi_{см}\left[P^{I_р}_{-\infty} - P^{I_к}_{-\infty}\right] = 8766 \cdot 1\,(5{,}95 - 0{,}11 - 4{,}4 + 0{,}0027)/6{,}8 =$$

$$= 1860\ ч/год.$$

Продолжительность периода в интервале от $I_р = 39$ кДж/кг до $I_{нар.расч} = 54$ кДж/кг

$$n_2 = 8766\psi_{см}\left[P^{I_{нар.расч}}_{-\infty} - P^{I_р}_{-\infty}\right] = 8766 \cdot 1\,(7{,}73 - 1{,}024 - 5{,}95 + 0{,}11)/6{,}8 =$$

$$= 1120\ ч/год.$$

Продолжительность периода в интервале от $I_{нар.расч} = 54$ кДж/кг до $+\infty$

$$n_3 = 8766\psi_{см}\left[1 - P^{I_{нар.расч}}_{-\infty}\right] = 8766 \cdot 1\,[1 - (7{,}73 - 1{,}024)/6{,}8] = 120\ ч/год.$$

По формуле (2.18) находим суммы произведения энтальпий на повторяемость в интервалах от $-\infty$ до $I_к$, от $-\infty$ до $I_р$ и от $-\infty$ до $I_{нар.\ расч}$:

$$\sum_{-\infty}^{I_к} I_{нар\ i} n_i = 8766 \cdot 1 \cdot 8{,}4 [9{,}18 - 1{,}3 \cdot 4{,}4 -$$

$$- (-0{,}0073) - (6{,}8 - 1{,}3)\, 0{,}0027]/6{,}8 = 37\,400 \text{ (кДж/кг)} \cdot \text{(ч/год)};$$

$$\sum_{-\infty}^{I_р} I_{нар\ i} n_i = 8766 \cdot 1 \cdot 8{,}4\, [17{,}2 - 1{,}3 \cdot 5{,}95 - (-0{,}147) - (6{,}8 - 1{,}3)\, 0{,}11]/6{,}8 =$$

$$= 97\,000 \text{ (кДж/кг)} \cdot \text{(ч/год)};$$

$$\sum_{-\infty}^{I_{нар.\ расч}} I_{нар\ i} n_i = 8766 \cdot 1 \cdot 8{,}4\, [29{,}3 - 1{,}3 \cdot 7{,}73 - 0{,}07 - (6{,}8 - 1{,}3)\, 1{,}024]/6{,}8 =$$

$$= 147\,000 \text{ (кДж/кг) (ч/год)}.$$

Сумма произведений энтальпий на повторяемость в интервалах от $I_к$ до $I_р$ равна 97 000 — 37 400 = 59 600 (кДж/кг)·(ч/год), в интервале от $I_р$ до $I_{нар.\ расч}$ равна 147 000 — 97 000 = 50 000 (кДж/кг)·(ч/год).

Годовой расход холода определяется для каждого из режимов:

$$Q_{х.\ год\ 1} = (59\,600 - 26 \cdot 1860)\ 1 = 10\,800 \text{ кДж/год};$$

$$Q_{х.\ год\ 2} = 0{,}5 \cdot 50\,000 - [26 \cdot 1 - 39\ (1 - 0{,}5)]\ 1120 = 17\,700 \text{ кДж/год};$$

$$Q_{х.\ год\ 3} = [39\ (1 - 0{,}5) + 54 \cdot 0{,}5 - 26]\ 1 \cdot 120 = 2450 \text{ кДж/год}.$$

Общий годовой расход холода (с учетом потерь в трубопроводах) $\psi_{пот\ Q} = 1{,}2$ равен: $Q_{х.\ год} = 1{,}2\ (10\,800 + 17\,700 + 2450) = 37\,000$ кДж/год.

Климатологическая информация позволяет определить экстремальные (предельные) параметры наружной среды и их сочетания, границу области $t_{нар} - \varphi_{нар}$ комплекса, максимальные возмущающие воздействия на систему управления, возможные режимы работы систем. Предельные сочетания параметров состояния наружного воздуха для характерных по температурно-влажностному комплексу районов Советского Союза регламентируются ГОСТ 16350—80 и для характерных пунктов нашей страны приведены на рис. 2.14. Как видно, очертания границы области $t_{нар} - \varphi_{нар}$ комплекса в разных пунктах различны. Эта информация необходима для ряда расчетов в системах кондиционирования и вентиляции. Так, при выборе расчетного для воздухонагревателя режима нужно знать минимальную влажность наружного воздуха при температуре наружного воздуха, равной точке перелома теплофикационного графика. Для выбора максимального управляющего воздействия в режиме увлажнения воздуха требуется знать минимальное влагосодержание наружного воздуха. Для методики нормирования наружных расчетных параметров нужно знать, совпадают ли максимальные значения температуры и влагосодержания наружного воздуха.

Наконец, еще одним аспектом климатологической информации являются данные о ходе изменения таких метеоэлементов, как температура, влагосодержание, скорость ветра и радиация. При рассмотрении устойчивости систем автоматического управления и ка-

чества переходного процесса нужно знать наибольшую скорость изменения возмущающих воздействий. Так, скорость изменения температуры наружного воздуха может достигать 1 °С/ч, скорость изменения радиации в условиях переменной облачности очень велика.

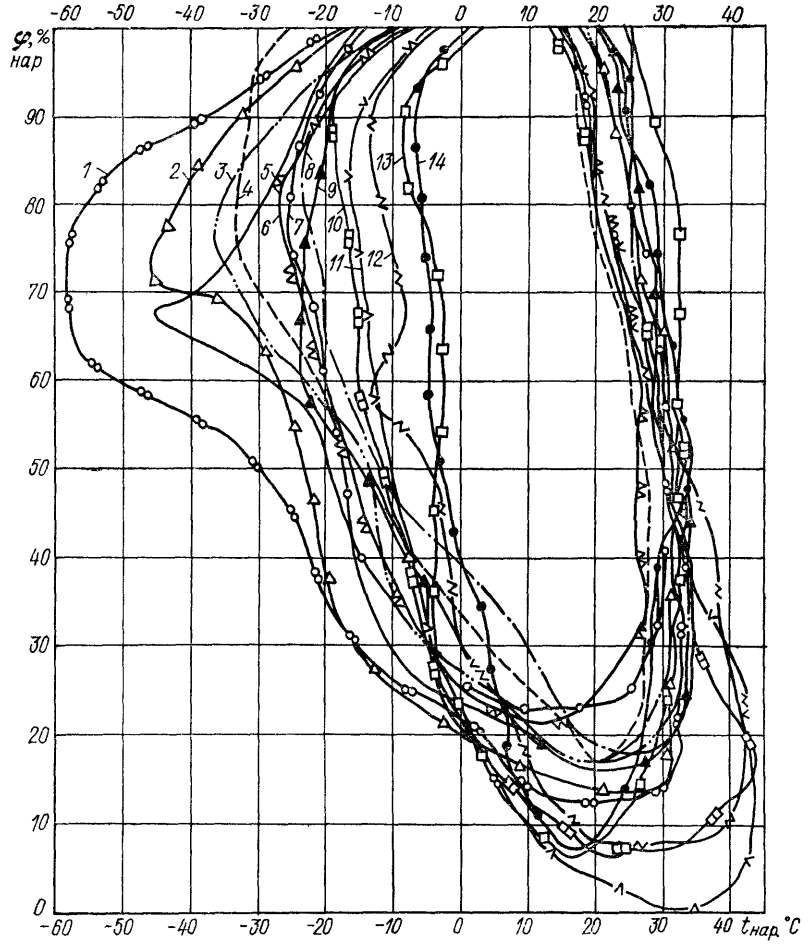


Рис. 2.14. Предельные сочетания параметров состояния наружного воздуха по ГОСТ 16350—80 для характерных по температурно-влажностному комплексу пунктов Советского Союза: Москва (*5*); Мурманск (*4*); Киев (*8*); Минск (*3*); Рига (*7*); Якутск (*1*); Тюмень (*2*); Таллин (*6*); Одесса (*9*); Астара (*13*); Батуми (*14*); Ташкент (*10*); Ашхабад (*11*); Термез (*12*)

2.8. Обобщение исходных данных в классы и технологические схемы систем кондиционирования и вентиляции

В помещении происходит одновременная ассимиляция тепловой и влажностной нагрузок приточным воздухом, а газовой нагрузки — наружным воздухом. Такая одновременность ассимиляции требует

анализа соотношения отдельных видов нагрузок и обобщения сочетания исходных данных с целью выявления возможных технологических схем систем и возможных режимов работы.

Все многообразие исходных данных по величине, диапазону изменения и сочетанию проф. А. А. Рымкевич [28] предложил обобщить и систематизировать. Он принял, что количество наружного воздуха может меняться от минимально-необходимого до максимально-возможного, равного общему расходу воздуха. В основу обобщения положены соотношения $(Q_{\text{пом}} + G_{\text{вл}} i_{\text{п}})/G_{\text{нар min}}$ и $(Q_{\text{пом}} + G_{\text{вл}} i_{\text{п}}) \times G_{\text{нар max}}$, а также характеристика процесса в помещении $\varepsilon_{\text{пом}}$. Выбрав одну из вершин многоугольника состояния воздуха в помещении, на обращенном луче процесса $\varepsilon_{\text{пом}}$ ставят точки M_1 (откладывая от точки B отрезок при $\Delta I = (Q_{\text{пом}} + G_{\text{вл}} i_{\text{п}})/G_{\text{нар min}}$ и M_2 на отрезке $\Delta I = (Q_{\text{пом}} + G_{\text{вл}} i_{\text{п}})/G_{\text{нар max}}$ (рис. 2.15). Эти точки определяют состояние приточного воздуха при минимальном и максимальном расходе наружного воздуха по отношению к линии насыщения влажного воздуха. Используя эту особенность расположения точек M_1 и M_2, можно классифицировать сочетания нагрузок, внутренних и наружных параметров, а это предопределяет технологические схемы систем. В книге [28] эти положения описаны подробно, здесь же они изложены кратко.

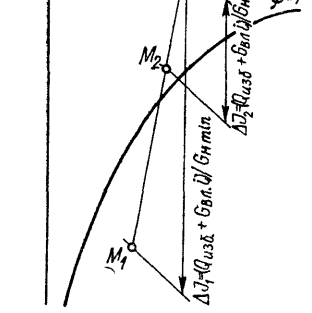


Рис. 2.15. Изображение в $I-d$-диаграмме точек сочетания приточного воздуха при минимальном и максимальном расходах наружного воздуха

Под классами нагрузок следует понимать такое сочетание тепло- и влагоизбытков с расходом наружного воздуха (максимальным и минимальным), которые в конечном счете приводят к одинаковым требованиям к технологическим схемам систем и их управления. Анализ показал, что нагрузки можно разделить на четыре класса. Первый класс соответствует положению точек M_1 и M_2 выше линии насыщения (см. рис. 2.15). Второй класс соответствует такому случаю, когда точка M_1 находится ниже линии насыщения, а точка M_2 — выше линии насыщения. Третий класс имеет место, когда точки M_1 и M_2 находятся ниже линии насыщения. При нагрузках четвертого класса преобладают теплопотери. Такой способ обобщения исходных данных для системы, обслуживающей одно помещение, приводит к трем технологическим схемам и числу режимов работы, достигающему четырнадцати. Необходимый алгоритм управления в ряде случаев оказывается достаточно сложным и реализуется специальными устройствами.

Еще более осложняется задача обобщения, если рассматривать не одно, а несколько помещений, обслуживаемых одной системой. В зависимости от параметров, заданных в помещениях, закономерностей изменения нагрузок выявляется необходимость примене-

ния тех или иных доводчиков.Такая систематизация исходных данных позволяет типизировать решения по управлению, прежде всего в зависимости от технологических схем, а уже потом учитывать те или иные особенности аппаратов. Общими признаками технологических схем (рис. 2.16) является использование первой рециркуляции, первого подогрева (для режима, где неизбежно потребление теплоты), аппарата для комплексной обработки воздуха (изоэнтальпийный и политропный процессы). Второй подогрев неизбежен только для режимов работы систем с потреблением холода, применение его в других условиях, как правило, противоречит оптимизации технологических показателей.

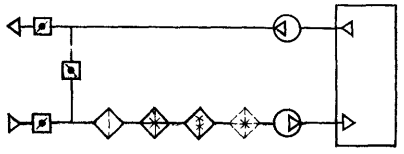


Рис. 2.16. Технологическая схема однозональной системы при нагрузках разных классов

2.9. Общие принципы проектирования систем и выбора оборудования

Решения, принимаемые по автоматизации систем (СКВ и СВ), зависят не только от исходных данных, но в значительной мер обусловлены существующей практикой проектирования, поэтому следует хотя бы кратко рассмотреть и оценить общие принципы проектирования систем и выбора оборудования.

Современное проектирование систем отличает ряд принципов. В основе проектирования и расчета лежит *более точная физическая картина* процессов, протекающих в системе и ее отдельных элементах. Это явилось результатом глубоких теоретических и экспериментальных исследований, выполненных рядом организаций, публикаций по результатам этих работ, их внедрения в практику проектирования. Все в большей мере учитываются требования создания не только работоспособных, но и экономичных систем. Исходя из общих принципов оптимизации, ведется все более глубокий анализ решений и поиск резервов повышения эффективности, сокращения расходов топлива и энергии. Постепенно, по мере повышения знаний и уровня проектирования, наблюдается тенденция перехода от отдельных частных задач оптимизации к более общим, затрагивающим всю систему, режимы ее работы, а также управления этими режимами.

Для расчета отдельных, наиболее сложных по физической сути процессов обработки воздуха, выбора оборудования *применяется электронно-вычислительная техника.* Она находится в проектных организациях, а результаты расчетов на ЭВМ включают в справочники. Это позволяет выполнять расчеты точнее и быстрее, повышать уровень проектирования. Например, при проектировании СКВ процессы в поверхностных аппаратах рассчитаны на ЭВМ. Машинный счет применяется при выборе системы воздухораспределения, расчете процессов в камерах орошения с учетом дисперсной структуры факела.

Новому проектированию сопутствует *учет прошлого опыта*, удачных решений, ошибок и недостатков. По прошествии ряда лет, когда объект построен, замысел проектировщика претворяется в жизнь. Иногда в проектах используют решения, сокращающие капитальные затраты. Принимаемые решения есть попытка приближенного решения некоторых частных задач оптимизации.

Приближенность и ограниченность исходных данных остаются характерными чертами проектирования. Достаточно подробно рассматриваются параметры воздуха и максимальные величины нагрузок. В то же время расчетные значения определяются без учета несовпадения максимумов в одном помещении и ряде помещений, обслуживаемых одной системой. Вводимый в этом случае запас физически не обоснован. Другие значения (средние, минимальные) определить на удается, так как технологи не имеют соответствующих данных о работе оборудования. Не учитывается характерная для ряда производств перспектива изменения (обычно возрастания) тепловой, влажностной и газовой нагрузок помещения. Это имеет значение при изменении технологического процесса и реконструкции объекта. Отклонение параметров может быть задано, но остается неясным, какая величина имеется в виду (статическая или амплитудная, пространственная или временна́я и др.).

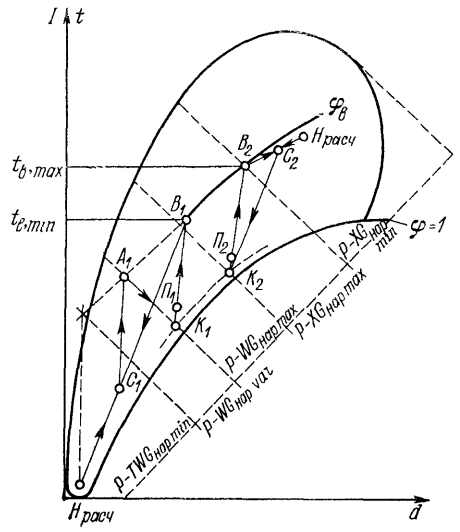


Рис. 2.17. Изображение в I—d-диаграмме процессов обработки воздуха при проектировании «на две точки» (сплошные линии) и дополнительные построения границ режимов работы:
P — режим; *T* — режим с потреблением теплоты; *W* — режим с потреблением воды на увлажнение; *X* — режим с потреблением холода

Проектирование систем и выбор оборудования *ведется «на две точки»*, соответствующие расчетным параметрам наружного воздуха. Поясним эту мысль построением в I — d-диаграмме (рис. 2.17) на примере, когда система должна поддерживать температуру (от $t_{в\,min}$ до $t_{в\,max}$) при постоянной относительной влажности $\varphi_в$. В этом варианте построения показаны сплошными линиями. Из построений можно уяснить отдельные процессы обработки воздуха и их последовательность. Однако при этом остается неясным, какие режимы могут потребоваться в течение года, какие требования предъявляют к системам управления. Штриховыми линиями «добавлены» построения, характеризующие граничные изоэнтальпы режимов работы системы, последовательность режимов и «логику» управления системой. Как вытекает из построений, в данном случае последова-

тельность режимов наиболее простая и поэтому можно применить алгоритм управления — жесткую последовательность управляющих воздействий. Из построений вытекают требования к необходимым блокировкам (перевод клапана наружного воздуха в положения, соответствующие расходам $G_{\text{нар min}}$ и $G_{\text{нар max}}$ в режимах с потреблением холода, перевод клапанов рециркуляционного и выбросного воздуха в соответствующие положения). Из построений можно узнать, что требуется предусмотреть сигнализацию о включении холодильных установок.

Построения при традиционном проектировании «на две точки» могут не соответствовать расчетным режимам для оборудования. Например, для воздухонагревателя следует учитывать минимальную тепловую и влажностную нагрузки помещений, способ управления температурой в помещении, график изменения температуры теплоносителя $t_{ж_н} = f(t_{\text{нар}})$. В результате изображенный процесс нагревания может оказаться нерасчетным. Аналогично нерасчетным является процесс увлажнения воздуха, так как состояние воздуха перед камерой орошения не соответствует минимальному влагосодержанию $d_{\text{н min}}$, а поэтому максимальному коэффициенту эффективности процесса $E_{\max}$. В результате таких расчетов неверно определен (занижен) расчетный расход воды, подаваемой в аппараты, поэтому параметры состояния воздуха за аппаратом не обеспечиваются.

Последовательность и объем расчетов процессов при выборе оборудования при проектировании сокращены по сравнению с теоретически требуемыми и включающими такие этапы:

1) анализ исходных условий для расчета данного элемента (аппарата, нагнетателя и др.), исходя из режимов работы и требований системы;

2) выбор расчетного режима как определенного сочетания всех исходных условий для проектирования данного элемента (см. п. 1.6);

3) расчет процесса и выбор оборудования для условий расчетного режима;

4) анализ возможных способов управления элементом с учетом требований к способам управления и ограничений;

5) оценка других режимов с учетом выбранного способа управления (аварийных, ограничений по управлению).

При проектировании расчеты ведутся по третьему этапу, остальные, как правило, не проводятся, в результате чего принимаемые решения могут быть недостаточно обоснованы или просто не обоснованы.

Рассмотрим основные элементы систем и основные принципы их проектирования.

Поверхностные аппараты систем могут иметь большие габаритные размеры, процессы в них характеризуются значительной распределенностью температур воздуха и теплоносителя (воды) на его поверхности. При «ручном» расчете процесса не удается хотя бы приближенно учесть такую распределенность, поэтому большое значение имеет расчет процессов на основе зависимостей, полученных

на ЭВМ. В аппаратах могут изменяться расходы и начальные параметры воздуха и воды ($t_н$, $d_н$, $t_{ωн}$, $G_г$, $G_ω$); регулируемыми параметрами (на выходе из аппарата) могут быть величины $t_к$ или $t_{км}$ (для воздухонагревателя) и $t_к$, $d_к$ (для воздухоохладителя).

Чем больше число начальных переменных (возмущающих воздействий) и чем сложнее возможные связи между ними, тем труднее выбор расчетного режима. В общем случае расчетный режим соответствует максимальному коэффициенту эффективности процесса $K_в = [(t_к - t_н)/(t_{ωн} - t_н)]_{max}$ и соответствующему расходу обрабатываемого воздуха $G_в$ (не всегда максимальному, а наоборот, часто минимальному, что характерно для систем переменного расхода). Целью расчета следует считать определение требуемого расхода теплохладоносителя на выбранной поверхности, температуры воды на выходе из аппарата ($t_{ωк}$), аэродинамического и гидравлического сопротивления аппарата, способа управления процессами, протекающими в нем. При сокращении рядности аппарата снижается его стоимость и расход электроэнергии на преодоление аэродинамического сопротивления, поэтому по возможности нужно выбирать аппарат возможно меньшей рядности. Известные способы управления имеют разные показатели и должны выбираться в каждом конкретном случае с учетом всех характеристик. В процессе управления воздухонагревателем расходом воды при $t_{нар} < 0$ °С может возникнуть опасность замерзания воды в трубках. Управление воздухоохладителем может быть сложным в том случае, если регулируемыми параметрами являются два ($t_к$, $d_к$). Если конечное состояние близко к насыщению ($φ_к \approx 1$), то можно стабилизировать один параметр.

Контактные аппараты (камеры орошения) характеризуются сложными взаимосвязанными процессами тепло- и массообмена. Поверхность контакта образована множеством капель разного размера, имеющих разные начальные скорости и траектории в пространстве камеры. Такая физическая природа сильно осложняет возможность аналитического описания процесса, поэтому расчетные зависимости получают на основе эксперимента. Переменными величинами на входе в аппарат могут быть $t_н$, $d_н$, $G_г$, $t_{ωн}$, $G_ω$, на выходе аппарата — $t_г$, $d_г$. Расчет процессов обычно ведут дважды: для расчетных изоэнтальпийного и политропного процессов. Расчетный режим соответствует максимальному коэффициенту эффективности E_{max} в области расчетного $t_{нар} - φ_{нар}$-комплекса и расчетному расходу воздуха $G_{в.расч}$ (при условии, что E и $G_в$ не зависят друг от друга). Цель расчета — определение расчетного расхода воды, ее начальной и конечной температур, давления воды перед форсунками, выбор насоса, определение аэродинамического сопротивления. В самом общем случае могут меняться как начальные, так и конечные параметры состояния обрабатываемого воздуха, а также его расход. В ряде случаев конечное состояние можно полагать относительно постоянным при высокой влажности $φ_к \approx 1$. В этом случае процессом управлять проще, так как регулируемый параметр только один. В изоэнтальпийном процессе при $φ_к \approx 1$ управление ведется из соображений сокращения расхода электроэнергии двигателем на-

соса, так как даже без управления процесс имеет тенденцию заканчиваться при $\varphi_к \approx 1$. Если же конечное состояние переменно ($\varphi_к = \text{var}$), то управление необходимо по требованиям обработки воздуха.

Воздухораспределение в помещении является последним этапом обработки воздуха, совершаемым в самом помещении. Оно определяет равномерность параметров ($t_{вi}$, $d_{вi}$, $w_{вi}$), концентраций вредных веществ ($C_{вi}$) как результат локальных балансов теплоты, влаги и вредных выделений с локальными расходами воздуха ($G_{вi}$) и параметрами приточных струй (t_{xi}, d_{xi}, w_{xi}, C_{xi}) в микрообъемах помещения. Расчет эффекта распределения воздуха основан на учете ряда свойств приточных струй, расходов и температур на истечении и в общем случае должен производиться совместно с определением расхода подаваемого в помещение воздуха (воздухообмена). Расчет ведут при максимальном расходе приточного воздуха, а в системах переменного расхода для выбранных решений воздухораспределения еще при среднем и минимальном расходах приточного воздуха. В расчетах обычно исходят из закономерностей струйных течений воздуха в помещении. Целью расчета является выбор расчетной схемы циркуляции воздуха, типа, числа и режима работы воздухораспределительных и вытяжных устройств, отклонений температур и скоростей в обитаемой (рабочей) зоне, которые могут возникнуть. Температура и влагосодержание (влажность) воздуха могут быть регулируемыми параметрами. Скорость (подвижность) воздуха обычно не имеет автоматических средств воздействия и в этом смысле не относится к регулируемым параметрам. Расчет «вручную» оказывается сложным, итерационным и не позволяет учесть ряд существенных факторов и связей с другими параметрами системы [$t_{ух}$; $G_{пр} = f(t_{ух})$], поэтому на смену «ручному» расчету со временем придет расчет воздухораспределения совместно с воздухообменом с помощью ЭВМ. Важно подчеркнуть, что воздухораспределение в помещении должно создавать благоприятный микроклимат и определять «потребительский» эффект, создаваемый в помещении при работе систем.

Сети воздуховодов и вентиляционные агрегаты выбираются на основе предыдущих расчетов, когда известна трассировка и конфигурация сети, места установки оборудования, его аэродинамическое сопротивление, расходы воздуха на всех участках. Сети могут иметь разную, в том числе весьма значительную протяженность, быть сильно разветвленными и размещаться на разных уровнях (отметках). Исходными данными являются расчетные и средние (не обязательно как среднеарифметические) расходы воздуха на всех участках. Целью расчета является выбор сечений на всех участках, определение расчетного сопротивления последовательного ряда участков. Вентиляционный агрегат подбирают для расчетных условий: расчетной производительности системы, расчетного сопротивления системы (с учетом потери давления в оборудовании); определяют тип и номер вентилятора, частоту вращения колеса, положение регулирующего органа (направляющего агрегата) в расчетном режиме, мощность и тип двигателя.

Выбор сечений воздуховодов иногда производят без расчета, в других случаях — вручную и с помощью ЭВМ с учетом рекомендуемых скоростей воздуха, например от 6 до 14 м/с. На каждом из участков сечение можно выбрать не произвольно, а из условия минимума приведенных затрат на данную часть сети и вентиляторный агрегат, точнее ту его «долю», которая нужна для этого участка. На результат влияет много факторов: стоимость металла и изоляции, двухставочный тариф за электроэнергию, продолжительность работы системы в течение года, расчетный и средний расходы воздуха, способ управления вентилятором, влияющий на стоимость, а также зависимость относительной мощности от относительного расхода воздуха.

Анализ уравнения для приведенных затрат показал, что принимаемые решения могут быть достаточно далеки от оптимальных.

Регулирующие органы системы (воздушные и водяные клапаны) должны быть выбраны по расчету. Если способ управления каждым элементом системы выбран, то несложно определить регулируемый участок для данного клапана, его сопротивление и расчетный расход воздуха или воды. Хотя методы расчета клапанов включены в справочник по проектированию, расчет ведут не всегда. В этом случае характеристика клапана может не обеспечивать нужное качество регулирования.

Глава 3

СТАТИЧЕСКИЕ И ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭЛЕМЕНТОВ (ЗВЕНЬЕВ) СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ВЕНТИЛЯЦИИ

Для автоматизации систем нужно знать и при необходимости уметь определять (оценивать) статические и динамические характеристики всех элементов систем кондиционирования воздуха и вентиляции. Эти сведения разбросаны в разных изданиях, иногда малодоступных; решения приводятся при разных допущениях и видах воздействий. Ни в одном издании они не описаны систематизированно. Учитывая это, в третьей главе описываются характеристики всех элементов систем. При изложении обращено внимание на физические представления о переходном и установившемся процессах, допущениях и математические зависимости, описывающие процесс. Для практического использования при оценке характеристик приводятся инженерные формулы, графики и номограммы. Автор учитывал, что часто не требуется найти точное значение характеристики, а в силу сложности процесса сделать это невозможно, поэтому он привел только некоторые из исследований советских специалистов, посвященных описываемым характеристикам.

3.1. О необходимости изучения статических и динамических характеристик элементов (звеньев) систем кондиционирования и вентиляции

Специалист в области систем кондиционирования и вентиляции хорошо знаком с элементами систем, их назначением и конструкцией, техническими, теплотехническими и аэродинамическими характеристиками. Не менее важно знание статических и динамических характеристик отдельных элементов (звеньев). На основе этих знаний могут быть правильно решены многие важные задачи теории и практики систем кондиционирования воздуха и вентиляции. Такие задачи систематизированы в следующей главе книги. Их рассмотрение и тщательный анализ убеждают в необходимости и практической пользе изучения статических и динамических характеристик. Число характерных задач не ограничивается приведенными здесь, а может быть увеличено.

Специалист, изучающий курс автоматизации систем кондиционирования воздуха и вентиляции, обычно воспринимает данную тему с известными трудностями. Полезно учитывать, что ранее он был мало знаком с переходными (неустановившимися) процессами и методами их описания. Расчет отдельных процессов в технике кондиционирования и вентиляции проводится чаще всего в предположении установившегося процесса. Переходные процессы, происходящие в элементах систем, более сложны для понимания и особенно при их математическом описании. Применяемый математический аппарат для решения систем дифференциальных уравнений обычно основан на операторном методе Лапласа, недостаточно знаком специалисту и требует комментариев. Физическая сторона процессов, особенно неустановившихся, протекающих в отдельных аппаратах и объектах систем, характеризуется распределенностью параметров в пространстве, иногда весьма значительной. Это серьезно осложняет расчет процессов даже в стационарных условиях. Так, расчет традиционных процессов нагревания и охлаждения воздуха в поверхностных аппаратах даже в сосредоточенных параметрах затруднен из-за большого числа по-разному соединенных по тепло-, хладоносителю единичных (базовых) теплообменников. Не менее сложны в своем описании процессы, протекающие в контактных аппаратах. В них тепломассообмен протекает на поверхности, образованной большим количеством капель разного размера, по-разному движущихся в оросительном пространстве. Трудности вызывает описание нестационарного теплообмена в каналах, проложенных в грунте, в приточных воздуховодах и помещениях.

При рассмотрении характеристик элементов систем автор стремился придерживаться общепринятой последовательности изложения материала. Первоначально рассматривается физическая картина явления, принимаются те или иные допущения, составляется исходная система уравнений, описывающих переходный процесс в рассматриваемом элементе (звене), выбирается метод решения, при этом промежуточные выкладки иногда опущены. Приводится анализ

конечного результата, делается вывод о характеристике звена и возможностях его аппроксимации более простым уравнением. Первостепенным остается правильное физическое представление о динамических свойствах того или иного звена, например о том, как изменяется выходной (регулируемый) параметр на единичное ступенчатое изменение возмущающего или управляющего воздействия.

3.2. Основные понятия и определения характеристик звеньев

Все существенные в конкретной задаче элементы систем кондиционирования и вентиляции в теории автоматического управления принято называть звеньями. Эти звенья могут быть по-разному

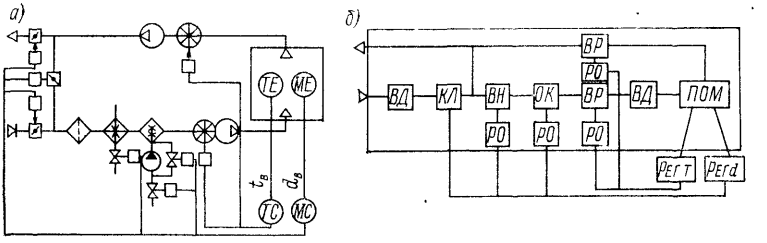


Рис. 3.1. Функциональная схема автоматической стабилизации температуры и влагосодержания воздуха в помещении (*а*) и структурная схема системы (*б*) с двумя контурами стабилизации:
ВД — воздуховод; *КЛ* — воздушный клапан; *ВН* — воздухонагреватель; *ОК* — оросительная камера; *ВР* — вентилятор; *РО* — регулирующий орган; *ПОМ* — помещение; *РЕГ* — регулятор

расположены по отношению друг к другу и с учетом направления движения воздуха. Так, отдельные аппараты систем образуют последовательно расположенные звенья. Одноименные звенья в зональных контурах автоматической стабилизации являются параллельными.

Каждое звено системы характеризуется выходной величиной, иначе, — регулируемым параметром. Все воздействия на звено разделяют на возмущающие и управляющие. Возмущающее воздействие отклоняет регулируемый параметр от заданного значения. Управляющее (регулирующее) воздействие используется для того, чтобы вернуть регулируемый параметр к заданному значению. Контур регулирования — последовательный ряд звеньев объекта и регулятора, которые могут иметь обратные связи. В контур регулирования (рис. 3.1) входит ряд элементов системы, объединяемых общим понятием «объект регулирования», первичный преобразователь (датчик), вторичный преобразователь и исполнительный механизм. Последние три элемента объединены понятием «автоматический регулятор». Так, для регулятора температуры входной величиной является температура, а выходной — перемещение исполнительного механизма (в %). Регулятор в задаче выбора настроек считают безынерционным звеном, а инерционность первичного преобразователя

условно относят к объекту регулирования. Регулятор последовательно управляет разными элементами систем. Так, регулятор влагосодержания в помещении (рис. 3.1) последовательно управляет воздухонагревателем, при прекращении нагревания — воздушными клапанами, а когда они придут в крайнее положение и при включении холодильной установки — процессами в оросительной камере. При жесткой последовательности управляющих воздействий каждое последующее начинается тогда, когда прекращается предыдущее.

Понятие «объект регулирования» является синтезированным. Это не некоторый отдельный аппарат, а ряд звеньев. Например, обращаясь к схеме рис. 3.1, отметим, что в объект регулирования температуры входят такие звенья: регулирующий орган (в данном случае направляющий аппарат), вентилятор, приточный воздуховод (при достаточной длине), помещение и датчик температуры (по динамическим характеристикам). Аналогично можно рассматривать звенья, относящиеся к объекту в контуре стабилизации влагосодержания воздуха в помещении. В режиме с потреблением теплоты к объекту управления относятся: регулирующий орган (водяной клапан), воздухонагреватель, оросительная камера, воздуховод, помещение (как объект стабилизации влагосодержания) и датчик влагосодержания (по динамическим характеристикам). В другом режиме работы системы меняется управляющее воздействие и состав звеньев, образующих объект регулирования. Например, при прекращении нагревания начинается другой режим и в этом режиме в объект будет входить воздушный клапан и далее все те же элементы, что и в ранее рассмотренном режиме (оросительная камера и т. д.). Не все элементы систем могут быть звеньями в контуре регулирования. Например, фильтр для очистки приточного воздуха (рис. 3.1) не является ни тепломассообменным аппаратом, ни транспортным звеном, поэтому параметры термодинамического состояния до и после фильтра одинаковы. В то же время в системе автоматической стабилизации состава воздуха фильтр являлся бы «регулирующим органом». Транспортные звенья, например подпольные каналы, приточные воздуховоды, трубопроводы теплохладоносителя, учитываются в том случае, когда их длина в пределах объекта регулирования значительна. Нужно учитывать расстояние от места установки регулирующего органа до того места, где стабилизируется параметр, поэтому в системах с короткими приточными воздуховодами их можно не учитывать как звенья системы регулирования. То же относится и к трубопроводам. По материалам, приводимым в этой главе, можно оценить, является ли транспортное звено длинным или коротким и следует ли пренебрегать его статическими и динамическими свойствами.

Наконец, один и тот же аппарат может учитываться как звено в одном контуре и не учитываться в других. Например, в приточном воздуховоде с изоляцией, проложенном по «теплым» помещениям, происходит изменение температуры приточного воздуха по мере его движения и остается неизменным влагосодержание приточного воздуха. Если же изоляция приточного воздуховода отсутствует,

а он проложен в пространстве с более низкой температурой, то может произойти конденсация водяного пара из воздуха, в результате чего изменится не только температура, но и влагосодержание приточного воздуха. Аналогичные процессы изменения каждого из двух параметров могут происходить в подземных воздухозаборных каналах. В воздухонагревателе изменяется только температура воздуха, а влагосодержание остается неизменным. Однако и этого оказывается достаточным, чтобы после следующего за воздухонагревателем аппарата (например, оросительной камеры) изменялись как температура, так и влагосодержание воздуха. При рассмотрении динамических характеристик нельзя забывать датчики (первичные преобразователи), которые в силу особенностей их конструкции и при неудачном месте установки могут обладать значительной инерционностью, иногда наибольшей из всех звеньев, относящихся к объекту.

Все контуры стабилизации можно разделить на две группы. В первой управляют параметрами тепловлажностного состояния; во второй — давлением (расходом) воздуха или концентрацией вещества. Тепловые процессы имеют значительную инерционность, а аэродинамические в системах стабилизации давления, концентрации или расхода практически безынерционны. В последних могут возникать автоколебательные процессы, поэтому требуется тщательно демпфировать входной сигнал, выделяя в нем постоянную составляющую и снимая случайные колебания.

Свойства объекта управления определить достаточно сложно, так как его обычно образует не одно, а ряд звеньев, т. е. элементов системы, поэтому используют метод анализа звеньев и их последующего синтеза в объект регулирования. В данной главе систематизированно рассматриваются свойства всех существенных элементов в задаче стабилизации температуры. В задаче стабилизации давления, расхода или концентрации все звенья систем, кроме помещения, можно считать простейшими; при большом удалении первичного преобразователя от регулирующего органа можно учитывать транспортное запаздывание $\tau_0 = l/w$.

Статической характеристикой звена является зависимость между выходной величиной (регулируемым параметром) и входной (управляющим воздействием) в установившемся процессе при определенных значениях всех остальных воздействий и параметров. Обычно эту зависимость выражают как отношение входной и выходной величин при нулевых начальных условиях. Если обозначить входную величину x, а выходную — y и значения этих величин отсчитывать от начальных, принятых за нуль, то можно записать

$$K = y/x.$$

Величина K называется коэффициентом передачи звена и в зависимости от единиц измерения величин x и y может быть как размерной, так и безразмерной. Физически смысл коэффициента передачи заключается в том, что он характеризует чувствительность выходной величины y к изменению входной x.

Пусть для простоты величины x и y имеют одинаковую единицу измерения — тогда коэффициент передачи будет безразмерным. Если численное значение будет близко к нулю, то это значит, что выходная величина практически неизменна при изменении входной. Поэтому, если x — управляющее воздействие, то с его помощью не удается стабилизировать регулируемый параметр y. Если, наоборот, x — возмущающее воздействие, то при $K \to 0$ можно утверждать, что параметр y будет оставаться неизменным. По мере увеличения численного значения коэффициента передачи сильнее изменяется выходная величина. При $K \to 1$ изменения y и x в установившемся процессе сближаются.

В задачах автоматизации наибольший интерес представляет получение статических характеристик звеньев при управляющих воздействиях и разных возмущающих уровнях. Если же управляющее воздействие является исчерпанным, например при параметрах наружного воздуха и нагрузках, превышающих расчетные значения, то рассматривают коэффициент передачи при возмущающих воздействиях. Тепломассообменное оборудование, помещение как объект регулирования температуры имеют не один, а два-три управляющих воздействия и несколько возмущающих. В этих условиях каждое звено характеризуется несколькими коэффициентами передачи. Дополнительные индексы указывают выходной параметр (первый индекс) $K_{t_к G w}$ и воздействие (второй индекс). Например, обозначение $K_{t_к G w}$ для воздухонагревателя означает, что коэффициент передачи определяется по каналу «расход теплоносителя — температура воздуха на выходе воздухонагревателя».

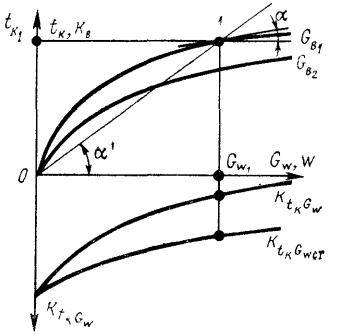


Рис. 3.2. Регулировочная характеристика поверхностного аппарата (воздухонагревателя и воздухоохладителя) и его коэффициент передачи

Коэффициент передачи тесно связан с его регулировочной характеристикой, которая связывает регулируемый параметр с управляющим воздействием при известных возмущающих воздействиях, например, регулировочная характеристика теплообменника имеет вид, показанный на рис. 3.2. На горизонтальной оси откладывается расход тепло-,хладоносителя — воды, а на вертикальной — температура воздуха на выходе $t_к$ или коэффициент эффективности процесса $K_в$. Зависимость величин $K_в = f_1(G_w)$ или $t_к = f_2(G_w)$ нелинейная, хотя на некоторых участках ее можно линеаризовать. Регулировочная характеристика аппарата поверхностью F построена с учетом расхода воздуха $G_{в1}$ и $G_{в2}$. При расходе G_{w1} и соответствующей скорости воды в трубках w_1 на регулировочной характеристике ставят точку 1 при известном расходе воздуха $G_{в1}$. Этому управляющему воздействию соответствует конечная температура $t_{к1}$ и коэффициент эффективности $K_{в1}$.

Для звеньев с нелинейной характеристикой различают статический и динамический коэффициенты передачи. Статический учитывает отношение выходной и входной величин на примере аппарата

$$(K_{t_к G_w})_{ст} = t_к/G_w.$$

В графической интерпретации он пропорционален тангенсу угла наклона линии, проведенной из начала координат через точку *1* к горизонтальной оси (угол α' на рис. 3.2). В дальнейшем динамический коэффициент передачи будем рассматривать как отношение малых приращений величин вблизи рабочей точки

$$K_{t_к G_w} = \lim \frac{\Delta t_к}{\Delta G_w} = \frac{dt_к}{dG_w} = \frac{mt_к}{mG_w} \operatorname{tg} \alpha, \qquad (3.1)$$

где $mt_к$ и mG_w — масштабы построения температуры воздуха и расхода воды на регулировочной характеристике; $\operatorname{tg} \alpha$ — тангенс угла наклона касательной к регулировочной характеристике в рабочей точке к горизонтальной оси.

Из уравнения (3.1) следует, что коэффициент передачи можно приближенно определять графически, если имеется регулировочная характеристика. Последняя несложно строится для одного или группы параллельно соединенных по воздуху и воде единичных (базовых) теплообменников. При последовательно-параллельном соединении базовых теплоообменников центральных кондиционеров и калориферных установок систем вентиляции удобно использовать справочные данные, например [14]. Криволинейность регулировочной характеристики предопределяет различие статического и динамического коэффициентов передачи и переменность этих величин (рис. 3.2). По мере увеличения расхода воды G_w коэффициент передачи падает. Обычно статическую характеристику рассматривают в нескольких точках диапазона изменения управляющего воздействия. Известно, что коэффициенты передачи последовательных звеньев перемножают, в результате чего получают коэффициент передачи объекта. Изменение коэффициента передачи одного звена изменяет коэффициент передачи всего объекта и отражается на качестве процесса в системе регулирования, а иногда может приводить к потере устойчивости. Переменность коэффициента передачи звена обычно считают нежелательным, хотя в некоторых случаях это может оказаться полезным.

Динамической характеристикой звена называют зависимость выходного параметра от входного, т. е. управляющего или возмущающего воздействий, при постоянной величине всех других воздействий в переходном процессе. В теории автоматического регулирования различают несколько канонических типов возмущений: синусоидальное (гармоническое), скачкообразное и импульсное (рис. 3.3). По «ответу» звена, т. е. характеру изменения выходного параметра на такое входное возмущение, судят о динамической характеристике и типе звена.

Наибольшее распространение получили переходные характеристики как ответ на скачкообразное возмущение и амплитудно-фазово-

частотные характеристики (АФЧХ) как ответ на синусоидальное возмущение. Переходную характеристику представляют приближенно как экспоненту (рис. 3.3) с постоянной времени T и запаздыванием τ_0. Метод приближенного определения величин T и τ_0 показан на графике рис. 3.3. Амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) выражает зависимость отношения амплитуд выходной и входной величин от частоты колебаний

$$A(\omega) = A_y/A_x = f(\omega),$$

где ω — круговая частота колебаний.

Если САР замкнута, то рассматриваются колебания на частоте регулятора. Если САР разомкнута, то рассматривается частота возмущающих воздействий. Например, колебания температуры наружного воздуха имеют один из периодов — сутки, хотя эти колебания нельзя считать строго гармоническими. Теоретически спектр частот колебаний может быть широк. Учитывая амплитуды входных воздействий, в каждой практической задаче он может быть ограничен определенным значением или интервалом. Эти частоты принято называть существенными. В замкнутой САР это частоты, соответствующие периодам порядка минут — десятка минут. В помещении могут возникать колебания составляющих тепловой нагрузки, обычно неупорядоченные, т. е. с разными периодами и амплитудами.

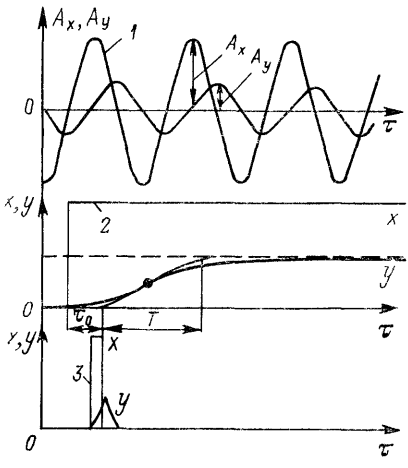


Рис. 3.3. Типовые воздействия на объект регулирования и кривые переходного процесса изменения выходного параметра:
1 — синусоидальное (гармоническое); *2* — скачкообразное; *3* — импульсное

По виду динамической характеристики различают много типов звеньев, от простейших до весьма сложных, переходный процесс в которых описывается системой дифференциальных уравнений. Имеют значения и принятые допущения, которые определяют структуру дифференциальных уравнений, описывающих переходный процесс. При «мягких» допущениях решения получаются более простыми, а результат — менее точным.

В системах кондиционирования воздуха и вентиляции все звенья как объекты системы автоматического регулирования могут быть представлены такими типовыми звеньями:

усилительное звено (воздушный и водяной клапан);

усилительное звено с запаздыванием (оросительная камера в режиме работы только на холодной, иногда теплой, воде);

апериодическое звено первого порядка (воздухонагреватель, поверхностный воздухоохладитель, помещение при колебаниях высокой частоты, оборудование, материалы и изделия как непосредственные

объекты кондиционирования; первичные преобразователи (датчики);

последовательное соединение усилительного (дождевое пространство) и апериодического (поддон) звеньев (оросительная камера в режиме работы с рециркуляцией воды из поддона);

звено второго порядка с дифференцированием (помещение при колебаниях низкой частоты, когда ограждения и оборудование участвуют в теплообмене);

сложное звено, описываемое трансцендентной передаточной функцией с начальным скачком и запаздыванием (воздуховод, подземный канал).

В последующем изложении подробно описываются статические и динамические характеристики всех существенных элементов систем кондиционирования воздуха и вентиляции как звеньев систем автоматического регулирования. Заметим, что в современной литературе эти сведения разбросаны по разным, иногда малодоступным источникам (диссертации), приводятся на разном уровне изложения, обычно не адаптированном для читателя — специалиста по кондиционированию и вентиляции. Учитывая эти особенности публикаций, в данной книге сделана попытка систематизированного изложения этих вопросов на доступном уровне.

3.3. Поверхностные тепломассообменные аппараты (воздухонагреватели и воздухоохладители)

Эти тепло- и массообменные аппараты являются основными элементами систем, особенно в системах вентиляции. Процесс тепломассообмена в этих аппаратах отличается значительной распределенностью (неоднородностью) температур воздуха и воды. Температура изменяется вдоль трубки в пределах одного хода, между ходами и между рядами. На основании специальных исследований И. И. Зингермана получено, что неравномерность температуры воздуха на выходе из воздухонагревателя может составлять десятки градусов и приближаться к половине перепада температур теплоносителя. Распределенность процесса существенно усложняет точный расчет и особенно аналитическое описание динамической характеристики аппарата.

Рассмотрим схему поверхностного теплообменного аппарата в сосредоточенных параметрах, т. е. относительно средних по тепловому балансу температур воздуха на входе и выходе из аппарата. В аппаратах возмущающими воздействиями являются температура воздуха на входе $t_{\text{н}}$, расход воздуха $G_{\text{в}}$ (если аппарат работает при переменном расходе), температура воды на входе $t_{w\text{н}}$. Управляющими воздействиями могут быть расход воды G_w или температура воды на входе $t_{w\text{н}}$. Регулируемым параметром для воздухонагревателя является температура воздуха $t_{\text{к}}$ или $t_{\text{к.м}}$, а для воздухоохладителя кроме $t_{\text{к}}$ может потребоваться стабилизировать и второй параметр термодинамического состояния воздуха — влагосодержание $d_{\text{к}}$.

Составим представление о физической картине переходного процесса, т. е. изменении температуры воздуха на выходе $t_{\text{к}}$ при скач-

кообразном возмущении на входе, т. е. изменении величин $t_н$, $t_{wн}$, $G_в$ или G_w. Будем полагать физические константы сред в рассматриваемом диапазоне изменения температур неизменными. Пусть расход воздуха через аппарат изменится (уменьшится) мгновенно; так же изменится скорость воздуха и коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, а значит и общий коэффициент теплопередачи, поэтому на теоретической кривой переходного процесса (рис. 3.4) следует ожидать скачка в изменении регулируемого параметра $t_к$, а после скачка — плавного повышения температуры, как это показано на рис. 3.4. Аналогичную кривую можно ожидать, если мгновенно повысить температуру воздуха на входе в аппарат. Из-за малой глубины теплообменника l/w и малой теплоемкости воздуха изменение должно иметь на графике начальный скачок и последующее плавное повышение. Таким образом, при возможных возмущениях со стороны воздуха и аналитическом рассмотрении кривой переходного процесса следует ожидать скачка. Аналогично при возмущениях со стороны воды в силу инерционности процесса передачи теплоты к воздуху скачка в переходной характеристике не будет.

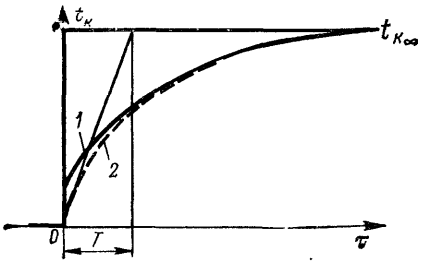


Рис 3.4. Физические представления о характере переходного процесса изменения конечной температуры в поверхностном аппарате

Сопоставим теоретические представления с опытными данными. В экспериментах скачок в переходной характеристике не наблюдался (кривая *2* на рис. 3.4), что можно объяснить разными причинами. Во-первых, в быстропротекающие процессы погрешность вносится инерционностью термоприемников (датчиков). Учитывая это обстоятельство, исследователь должен отделить инерционность собственно исследуемого процесса от инерционности процесса и термоприемника. Так как скорость воздуха имеет конечное значение, то и постоянная времени датчика не настолько мала, чтобы ею можно было пренебречь (см. рис. 3.14). Во-вторых, с точки зрения аналитического описания передаточной функции $W(p)$ звено, имеющее переходный процесс со скачком, может быть при определенных условиях заменено звеном с переходным процессом без скачка

$$W(p) = K\frac{T_1 p + 1}{T_2 p + 1} \approx \frac{K}{1 + (T_2 - T_1)p} = \frac{K}{1 + T_2 p} \quad \text{при } T_2 \gg T_1.$$

В многочисленных экспериментах изменение температуры на выходе происходило в первом приближении экспоненциально (кривая *2* на рис. 3.4). Расположение теоретической (*1*) и опытной (*2*) кривых на рис. 3.4 оказывается достаточно близким. Воздухонагреватель и поверхностный воздухоохладитель в первом приближении можно рассматривать как апериодическое звено первого порядка, характеризуемое коэффициентом передачи K и постоянной времени T. Оказалось, что при разных возмущениях постоянная времени теп-

лообменного аппарата данной конструкции и обвязках не зависит от вида возмущения, а определяется только расходами сред, т. е. воздуха и воды. Предложено несколько приближенных зависимостей для определения постоянной времени. Приведем одну из них (по данным ГПИ «Харьковский Сантехпроект»)

$$T = (c_м M_м + c_w M_w) \Big/ \left[c_w G_w + \left(\frac{2}{kF} + \frac{1}{c_w G_w} \right)^{-1} \right], \qquad (3.2)$$

где $c_м$, c_w — теплоемкость металла и воды; $M_м$, M_w — масса металла теплообменника и воды в нем; G_w — расход воды; k — коэффициент теплопередачи аппарата; F — поверхность аппарата.

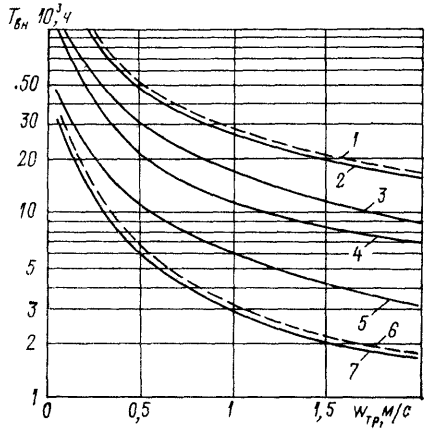


Рис. 3.5. Зависимость постоянной времени воздухонагревателей центральных кондиционеров от скорости (расхода) воды и воздуха:

1 — однорядный воздухонагреватель КТЦ-252 при $0{,}2G_{в.ном}$; *2* — то же, КТЦ-252 при $G_{в.ном}$; *3* — то же, КТЦ-126; *4* — то же, КТЦ-63; *5* — то же, КТЦ-40; *6* — однорядный базовый теплообменник при $0{,}2G_{в.ном}$; *7* — то же при $G_{в.ном}$

По формуле (3.2) выполнены расчеты для воздухонагревателей центральных кондиционеров разных типоразмеров. Характерные зависимости постоянной времени от скорости (расхода) воды в трубках и массовой скорости в живом сечении аппарата показаны на рис. 3.5. Анализ формулы (3.2) и результатов расчета по ней (рис. 3.5) показывают, что инерционность переходного процесса в поверхностных аппаратах в значительной степени зависит от скорости воды в трубках и в малой — от скорости (расхода) воздуха. Это положение будем учитывать при сравнении показателей разных способов управления поверхностными аппаратами. Сильное изменение инерционности аппарата обычно является нежелательным фактором, влияющим на инерционность всего объекта, качество переходного процесса в САР, иногда приводящим к потере устойчивости.

Соотношение (3.2) можно использовать для приближенной оценки инерционности как воздухонагревателей, так и «сухих» воздухоохладителей. В режиме охлаждения воздуха с его осушением инерционность специально не исследовалась. Сравнительно малая постоянная времени теплообменников (порядка минут) приводит к тому, что в задачах, где при разомкнутой САР рассматриваются низкочастотные колебания (например, суточные колебания температуры наружного воздуха при $\tau_п = 24$ ч и $\omega_1 = 2\pi/24 = 0{,}26$ ч$^{-1}$ для основной гармоники разложения в ряд Фурье), теплообменный аппарат «превращается» в простейшее усилительное звено с амплитудно-частотной характеристикой

$$A(\omega) = A_{t_к}/A_{t_н} = K/\sqrt{T^2\omega^2 + 1} = K/\sqrt{(0{,}26T)^2 + 1} \approx K,$$

равной коэффициенту передачи аппарата при данном возмущающем воздействии.

Статическая характеристика аппарата, описываемая коэффициентом передачи, может определяться по-разному. Для одиночного теплообменника или группы их, соединенных параллельно по воздуху и воде, можно использовать аналитическую зависимость. Напомним, что коэффициент передачи есть производная от регулировочной характеристики, т. е. зависимости между регулируемым параметром и управляющим (возмущающим) воздействием.

При изменении температуры начальной воды $K_{t\,к\,tw\,н} = \Delta t_к / \Delta t_{wн} = K_в$. При изменении температуры наружного воздуха и учете изменения температуры теплоносителя $t_{wн}$ от температуры наружного воздуха $t_{нар}$, доли наружного воздуха в нагреваемой (охлаждаемой) смеси $\bar{G}_{нар}$ коэффициент передачи выводится так. Из выражения для коэффициента эффективности процесса находится конечная температура воздуха и даются приращения всех температур:

$$t_к = K_в (t_{wн} - t_н) + t_н;$$
$$\Delta t_к = K_в (\Delta t_{wн} - \Delta t_н) + \Delta t_н. \qquad (3\,3)$$

Учтем, что коэффициент эффективности при постоянных расходах сред остается постоянным. Температура теплоносителя зависит от температуры наружного воздуха: $\Delta t_{wн} = a_2 \Delta t_{нар}$, где a_2 — коэффициент, отрицательный для воздухонагревателя, а для воздухоохладителя $a_2 = 0$. Приращение начальной температуры можно связать с приращением температуры наружного воздуха; $\Delta t_н = \bar{G}_{нар} \Delta t_{нар}$, где $\bar{G}_{нар} = G_{нар}/(G_{нар} + G_р)$ — доля наружного воздуха в нагреваемой или охлаждаемой смеси. После подстановки значений $\Delta t_{wп}$ и $\Delta t_н$ в уравнение (3.3) и несложных преобразований получим

$$K_{tкtнар} = \Delta t_к / \Delta t_{нар} = \bar{G}_{нар} - K_в (\bar{G}_{нар} - a_2). \qquad (3.4)$$

Если смесительная камера учитывается отдельно как звено САР, то в уравнении (3.4) нужно положить $\bar{G}_{нар} = 1$ и тогда

$$K_{tкt\,нар} = 1 - K_в (1 - a_2).$$

Коэффициенты передачи аппарата при изменениях расходов сред (воздуха и воды) аналитически определяются сложнее, для их вычисления требуется находить соответствующие частные производные:

$$K_{tкGw} = \partial t_к / \partial G_w = (t_{wн} - t_н)\, \partial K_в / \partial G_w =$$
$$= (t_{wн} - t_н)\, K_в^2 [c_в G_в / (k^2 F)\, dk/dG_w + c_в G_в / 2 c_w G_w^2];$$
$$K_{tкGв} = \partial t_к / \partial G_в = (t_{wн} - t_н)\, \partial K_в / \partial G_в =$$
$$= (t_{wн} - t_н)\, K_в^2 [c_в G_в / (k^2 F)\, dk/dG_в - c_в / (kF) - c_в / (2 c_w G_w)].$$

Во все расчетные формулы для коэффициента передачи входит коэффициент эффективности процесса или производная от него по

расходу воздуха или воды. Сама величина $K_в$ непостоянна даже для одиночного теплообменника, а для группы зависит еще от выбранной рядности, выбранных обвязок по воде, относительного (в долях номинального для кондиционера) расхода воздуха. Графоаналитическое определение коэффициента передачи теплообменного аппарата на основе зависимостей $K_w = f_1(K_в; \bar{G}_в; n)$ [14] с учетом обвязок, рядности и расхода воздуха оказывается не только более простым, но и единственно возможным.

Рассмотрим сущность графоаналитического метода определения статической характеристики поверхностного аппарата при возможных возмущающих и управляющих воздействиях. Для этого используем расчетные зависимости [14], разработанные во ВНИИкондиционере. Результаты расчета процессов нагревания и охлаждения воздуха представлены (рис. 3.6) в виде зависимости коэффициента эффективности охлаждения воды $K_w = (t_{wн} - t_{wк})/(t_{wн} - t_н)$ от коэффициента эффективности нагревания воздуха $K_в = (t_к - t_н)/(t_{wн} - t_н)$, выбранных обвязок, относительного расхода воздуха $\bar{G}_в$ (в долях от номинального) и рядности (n). Для определения коэффициента передачи при всех воздействиях, в частности при изменении расхода воды, достраивается зависимость $G_w = f_2(K_в, \bar{G}_в, n)$ по уравнению теплового баланса

$$G_w = c_{pв}\rho_в \bar{G}_в L_{в.\,ном} K_в/(c_w K_w).$$

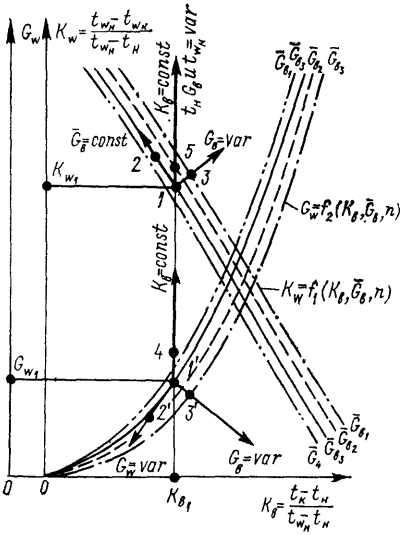


Рис. 3.6. Графоаналитический метод определения статической характеристики поверхностного аппарата при разных воздействиях

Выберем некоторый режим, т. е. сочетание температур $t_н$, $t_к$, $t_{wн}$ и расхода воздуха $\bar{G}_{в3}$ при известных обвязках и рядности аппарата. Этому сочетанию величин $K_{в1}$ и $\bar{G}_{в3}$ соответствует точка *1* и коэффициент эффективности охлаждения воды K_{w1}. Кроме того, при $K_в$ и $\bar{G}_{в1}$ в точке *1'* известен расход воды G_{w1}. Этих данных достаточно, чтобы определить статическую характеристику аппарата (воздухонагревателя и воздухоохладителя) при любых управляющих и возмущающих воздействиях. Объясним, как это делается.

1. Пусть аппарат управляется расходом воды при $\bar{G}_в = \text{const}$. В этом случае из точки *1'* проводится касательная к кривой $G_w = f_2(K_в, \bar{G}_в, n)$. Подставив на этой линии любую точку, например *2'*, можно определить в ней $K_{в2}$ и G_{w2} и вычислить коэффициент передачи при управлении расходом воды

$$K_{tкGw} \approx \Delta t_к/\Delta G_w = (K_{в2} - K_{в1})(t_{wн} - t_н)/(G_{w2} - G_{w1}).$$

Такой способ управления получил в нашей стране широкое распространение применительно к воздухонагревателям, хотя его выбор зачастую необоснован. При этом коэффициент передачи оказывается переменным, иногда сильно, если скорость воды в трубках изменяется в широких пределах. При наличии водяных клапанов с логарифмической характеристикой плунжера возможно «спрямить» характеристику объекта, обеспечить условие $K_{\text{вн}}K_{\text{кл}} \approx \text{const}$, т. е. обеспечить произведение коэффициентов передачи воздухонагревателя и клапана почти постоянным. Изложение этого вопроса см. в п. 6.3.

2. Пусть аппарат «работает» при переменном расходе воздуха. Обычно это возмущающее воздействие в том контуре, в котором ведется управление аппаратом, хотя в другом контуре расход воздуха может быть управляющим воздействием. Управление клапаном на байпасе может в некотором, хотя и ограниченном диапазоне изменять коэффициент эффективности процесса. Поэтому такой способ управления не может быть рекомендован (более подробно см. п. 5.2). Несмотря на ограничения управления расходом воздуха, рассмотрим из методических соображений, как определить коэффициент передачи аппарата. Для этого из точки *1* проводится нормаль к изолиниям $\bar{G}_{\text{в}}$ (см. рис. 3.6) и на ней ставится точка *3*. В этой точке находят $\bar{G}_{\text{в3}}$ и $K_{\text{в3}}$ и подставляют их в формулу

$$K_{t\text{к}G\text{в}} \approx \Delta t_{\text{к}}/\Delta G_{\text{в}} = (K_{\text{в3}} - K_{\text{в1}})\,(t_{w\text{н}} - t_{\text{н}})/[\rho_{\text{в}} L_{\text{в. ном}}\,(\bar{G}_{\text{в3}} - \bar{G}_{\text{ь1}})].$$

Так как при уменьшении расхода воздуха ($\bar{G}_{\text{в3}} < \bar{G}_{\text{в1}}$) коэффициент эффективности процесса возрастает ($K_{\text{в3}} > K_{\text{в1}}$), то в соответствии с физической стороной процесса коэффициент передачи характеризуется отрицательным числом. Единица измерения коэффициента передачи °С/(кг/ч) или °С/(м³/ч).

3. Пусть аппарат управляется переменной температурой воды на входе, а расход воздуха — постоянный. Этому случаю соответствует не отрезок на регулировочной характеристике, а постоянная точка *1* (рис. 3.5). При возмущающем воздействии — переменной температуре наружного воздуха $t_{\text{нар}}$ и теплоносителя (горячей воды) — для вычисления коэффициента передачи $K_{t\text{к}t\,\text{нар}}$ следует воспользоваться формулой (3.4). Коэффициент передачи $K_{t\text{к}tw\text{н}}$ численно равен $K_{\text{в}}\,(t_{w\text{н}} - t_{\text{н}})$, определяемому по сочетанию температур $t_{\text{н}}$, $t_{\text{к}}$, $t_{w\text{н}}$.

4. Пусть аппарат управляется переменной температурой воды на входе, а расход воздуха — переменный (возмущающее воздействие). Требуется сохранить неизменным $K_{\text{в}}$ при переменной $\bar{G}_{\text{в}}$ за счет изменения температуры воды на входе и значит, в конечном счете, при изменении G_w, забираемой от источника теплоты или холода. Учитывая эти соображения, из точки *1* проводят линию $K_{\text{в1}} = \text{const}$ (см. рис. 3.6), на ней ставится точка *5*, в которой находят K_{w5} и $\bar{G}_{\text{в2}}$. Кроме того, из точки *1'* проводится линия $K_{\text{в1}} = \text{const}$ и на ней при $\bar{G}_{\text{в2}}$ ставится точка *4*, в которой находят G_{w4}. Так как коэффициент эффективности $K_{\text{в1}}$ должен оставаться неизмен-

ным, то искомый коэффициент передачи определим в соответствии со следующей формулой:

$$K_{t_{\text{к}}G_{\text{в}}} \approx \frac{\Delta t_{\text{к}}}{\Delta G_{\text{в}}} = \frac{c_w\,(G_{w1}K_{w1} - G_{w4}K_{w5})}{c_{\text{рв}}\rho_{\text{в}}L_{\text{в. ном}}\,(\bar{G}_{\text{в1}} - \bar{G}_{\text{в2}})}\,(t_{w\text{н}} - t_{\text{н}}).$$

В заключение подчеркнем, что теплообменные аппараты систем в первом приближении можно характеризовать как апериодическое звено первого порядка с постоянной времени T и коэффициентом передачи K, различным в зависимости от вида возмущающих и управляющих воздействий. При возмущениях со стороны воды и ее малых скоростях может потребоваться учитывать транспортное запаздывание $\tau_0 = l/w$. При колебаниях температуры на входе в аппарат низкой частоты, когда $T/\tau_{\text{п}} < 0{,}07$, теплообменный аппарат можно рассматривать как усилительное звено.

3.4. Контактные тепломассообменные аппараты (оросительные камеры)

Контактные аппараты систем кондиционирования и вентиляции различают по типам и принципам работы. В настоящее время серийно выпускаются оросительные камеры (ОК). В них одновременно и взаимосвязанно происходит как тепло-, так и массообмен, поэтому при внесении возмущения на входе в ОК взаимосвязанно изменяются оба простых и независимых параметра на выходе, какими являются температура и влагосодержание воздуха. Например, если изменить температуру воздуха на входе в ОК, то изменится как температура, так и влагосодержание на выходе.

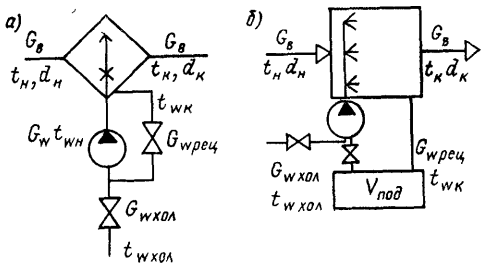


Рис. 3.7. Схема оросительной камеры как объекта стабилизации температуры и влагосодержания воздуха с указанием возмущающих и управляющих воздействий

Схема оросительной камеры как объекта управления показана на рис. 3.7, *а*. Для нее характерна взаимосвязанность процессов тепло- и массообмена и изменение температуры и влагосодержания воздуха. Соответственно регулируемым параметром удваивается число уравнений, описывающих процессы. Управляющими воздействиями для оросительной камеры являются $t_{w\text{н}}$, $G_{\text{в}}$ и G_w, а возмущающими воздействиями — $G_{\text{в}}$, $t_{\text{н}}$ и $d_{\text{н}}$. Режим использования воды в оросительной камере своеобразен и зависит от требуемых процессов тепловлажностной обработки воздуха. В изоэнтальпийном (прежнее название «адиабатном») процессе используется только рециркуляционная вода, если пренебречь подпиткой из водопровода 0,5—3 % испарившейся воды. В политропных процессах обработки воздуха ОК работает на переменной смеси холодной и рециркуляционной воды. При наружных параметрах, превышающих расчетные в теплый период года, в камеру подается только холодная вода.

Сложность процессов тепломассообмена в оросительной камере и их описание связаны с физической сутью происходящих в дождевом пространстве явлений. Поверхность контакта образует огромное множество капель, имеющих разные размеры, скорости и траектории движения. Только в последнее время на основе работ ряда организаций (ВНИИкондиционер, ЦНИИпромзданий, ЦНИИЭП инженерного оборудования и др.) удалось вникнуть в существо происходящих процессов. Предложены единые уравнения для описания процессов в аппаратах контактного типа [14]

$$t_к - t_н = E(t_{wн} - t_н) + b(1 - E/a_1)(I_к - I_н); \quad (3.5)$$

$$I_к - I_н = (I_{wн} - I_а)\, a_1 [1 + \alpha (I_{wн} - I_н) + \beta (I_{wн} - I_{w\,ср})], \quad (3.6)$$

где E — эффективность изоэнтальпийного процесса; a_1 — приведенный коэффициент энтальпийной эффективности; $I_{wн}$ — энтальпия насыщенного воздуха при температуре, равной начальной температуре воды; $I_{w\,ср} = 54$ кДж/кг.

Методика учитывает особенности конструкции и типы применяемых распылителей (форсунок), это учитывает коэффициенты β, α и b. Для оросительных камер типа ОКФ и ОКС центральных кондиционеров КТЦ2 $\beta = -0{,}0035$ кг/кДж; $b = 0{,}33$ кг·°С/кДж; $\alpha = 0{,}000715$ кг/кДж.

В дальнейшем изложении использована методика А. В. Степанова и ВНИИкондиционер [22] и результаты исследований статических и динамических характеристик оросительной камеры как звена САР, которая учитывает и обобщает целый ряд исследований в этой области. Дождевое пространство ОК, т. е. объем, где размещены форсунки и происходит тепломассообмен, является усилительным звеном с переменным коэффициентом передачи, зависящим от начальных параметров воздуха и воды. Температура и влагосодержание воздуха на выходе изменяются практически мгновенно при мгновенном изменении температуры воздуха и воды, а также влагосодержания воздуха. Исходные уравнения (3.5) и (3.6) позволяют получить искомые коэффициенты передачи при разных регулируемых параметрах и разных возмущениях.

Для регулируемого параметра — температуры воздуха на выходе при изменении температуры на входе в камеру

$$K_{t_к t_н} = \partial t_к / \partial t_н = (1 - E) - (a_1 - E)\, bc_{рв} [1 + \cdot$$

$$+ 2\alpha (I_{wн} - I_н) + \beta (I_{wн} - I_{w\,ср})];$$

при изменении влагосодержания воздуха на входе в камеру

$$K_{t_к d_н} = \partial t_к / \partial d_н = -(a_1 - E)\, br [1 + 2\alpha (I_{wн} - I_н) + \beta (I_{wн} - I_{w\,ср})];$$

при изменении температуры воды, распыляемой форсунками,

$$K_{t_к t_{wн}} = \partial t_к / \partial t_{wн} = E + b(a_1 + E) [1 + (2\alpha + \beta)(I_{wн} - I_н) +$$

$$+ \beta (I_{wн} - I_{w\,ср})]\, dI_{wн}/dt_{wн}.$$

Полученная в последнем выражении величина $dI_{w\text{н}}/dt_{w\text{н}}$ есть отношение приращений энтальпий и температур в точке линии насыщения, соответствующей начальной температуре воды.

Аналогично можно получить коэффициенты передачи дождевого пространства для регулируемого параметра — влагосодержания воздуха на выходе при разных возмущающих и управляющих воздействиях.

При изменении температуры воздуха на входе в камеру

$$K_{d\text{к}t\text{н}} = \partial d_{\text{к}}/\partial t_{\text{н}} = c_{p\text{в}}E/r - c_{p\text{в}}\,[1 + 2\alpha\,(I_{w\text{н}} - I_{\text{н}}) + \\ + \beta\,(I_{w\text{н}} - I_{w\,\text{ср}})]\,[a_1 - bc_{p\text{в}}\,(a_1 - E)]/r;$$

при изменении начального влагосодержания воздуха

$$K_{d\text{к}d\text{н}} = \partial d_{\text{к}}/\partial d_{\text{н}} = 1 - [a_1 - bc_{p\text{в}}\,(a_1 - E)]\,[1 + \\ + 2\alpha\,(I_{w\text{н}} - I_{\text{н}}) + \beta\,(I_{w\text{н}} - I_{w\,\text{ср}})].$$

При изменении начальной температуры воды:

$$K_{d\text{к}tw\text{н}} = \partial d_{\text{к}}/\partial t_{w\text{н}} = c_{p\text{в}}E/r + r^{-1}\,[a_1 - \\ - bc_{p\text{в}}\,(a_1 - E)]\,[1 + (2\alpha + \beta)\,(I_{w\text{н}} - I_{\text{н}}) + \beta\,(I_{w\text{н}} - I_{w\,\text{ср}})]\,dI_{w\text{н}}/dt_{w\text{н}}.$$

Рассмотрим коэффициенты передачи, если регулируемый параметр — конечная температура воды (в поддоне).

При изменении начальной температуры воздуха

$$K_{tw\text{к}t\text{в}\text{н}} = \partial t_{w\text{к}}/\partial t_{\text{в}\text{н}} = a_1 c_{p\text{в}}\,[1 + 2\alpha\,(I_{w\text{н}} - I_{\text{н}}) + \beta\,(I_{w\text{н}} - I_{w\,\text{ср}})]/c_w b;$$

при изменении начального влагосодержания воздуха

$$K_{tw\text{к}d\text{н}} = \partial t_{w\text{к}}/\partial d_{\text{н}} = a_1 r\,[1 + 2\alpha\,(I_{w\text{н}} - I_{\text{н}}) + \beta\,(I_{w\text{н}} - I_{w\,\text{ср}})]/c_w b;$$

при изменении начальной температуры воды

$$K_{tw\text{к}tw\text{н}} = \partial t_{w\text{к}}/\partial t_{w\text{н}} = 1 - a_1\,(c_w b)^{-1}\,[1 + (2\alpha + \beta)\,(I_{w\text{н}} - I_{\text{н}}) + \\ + \beta\,(I_{w\text{н}} - I_{w\,\text{ср}})]\,dI_{w\text{н}}/dt_{w\text{н}}.$$

Представленные зависимости девяти коэффициентов передачи полностью описывают статические характеристики дождевого пространства камеры орошения.

Для решения задач работы системы при разомкнутой САР требуется определить коэффициенты передачи камеры $K_{t\text{к}t\text{н}}$, $K_{d\text{к}d\text{н}}$, а с учетом возможного взаимного влияния — коэффициенты $K_{t\text{к}d\text{н}}$ и $K_{d\text{к}t\text{н}}$. Для этого линеаризуем кривую насыщения влажного воздуха зависимостью $I = I_0 + md$.

Определим приращение конечного влагосодержания при неизменной энтальпии, т. е. в изоэнтальпийном процессе

$$\Delta d_{\text{к}} = \Delta\,(I_{\text{к}} - I_0)/m = (c_{p\text{в}}\,\Delta t_{\text{н}} + i_{\text{п}}\,\Delta d_{\text{н}})/m, \qquad (3.7)$$

где $c_{p\text{в}}$ — изобарическая теплоемкость воздуха, $c_{p\text{в}} = 1{,}005 \approx$ ≈ 1 кДж/(кг·°С), $i_{\text{п}} = r_{\text{п}} + c_{\text{п}}t = 2500$ кДж/кг. Изменим начальное влагосодержание и оставим неизменной температуру ($\Delta t_{\text{н}} = 0$). Тогда

$$K_{d\text{к}\,d\text{н}} \approx \Delta d_{\text{к}}/\Delta d_{\text{н}} = i_{\text{п}}/m.$$

Изменим начальную температуру воздуха, не меняя начальное влагосодержание воздуха, тогда из уравнения (3.7) получим

$$K_{d_к t_н} \approx \Delta d_к / \Delta t_н = c_{pв}/m.$$

Изменим начальное влагосодержание воздуха и определим изменение температуры на выходе из оросительной камеры

$$K_{t_к d_н} \approx \Delta t_к / \Delta d_н = (m - i_п)\, i_п/(m c_{pв}).$$

Изменим начальную температуру воздуха и определим изменение конечной

$$K_{t_к t_н} \approx \Delta t_к / \Delta t_н = (m - i_п)/i_п.$$

Коэффициенты передачи оросительной камеры в политропных процессах в интервале энтальпии конечного состояния воздуха $I_к = 40 \div 80$ кДж/кг приближенно определяются так: $K_{d_к d_н} = 0{,}7p$; $K_{t_к t_н} = 0{,}4p$; $K_{d_к t_н} = 0{,}3 \cdot 10^{-3} p$ (1/°С); $K_{t_к d_н} = 884p$ (°С), где p — величина, определяемая по уравнению

$$p = 1 + b/[b/a_1 \varepsilon - (1/k')\,(Q^*_х/G_в) + c_w G_w/(2G_в)],$$

где b — тангенс угла наклона кривой насыщения воздуха в координатах t, I в середине диапазона аппроксимации (0,33 кг·°С/кДж); k' — коэффициент, учитывающий относительное изменение холодопроизводительности при изменении температуры кипения хладона 1 °С; $k' \approx 0{,}035$ 1/°С; $Q^*_х/G_в$ — отношение расчетной холодопроизводительности к расчетной производительности системы.

Рассмотрим динамические характеристики ОК при различных режимах ее работы. В этой задаче камеру орошения нужно рассматривать как комбинацию двух элементов: дождевого пространства и поддона (рис. 3.7, *б*). Динамические характеристики оросительной камеры оказываются не постоянными, а зависящими от взаимосвязи этих элементов: дождевого пространства и поддона и, в частности, наличия рециркуляции воды. Кроме того, динамические характеристики зависят от выбранного регулируемого параметра и управляющего воздействия. Наличие в составе камеры орошения дождевого пространства, описываемого нелинейными уравнениями, приводит к нелинейности ее характеристик.

Рассмотрим ОК в изоэнтальпийном процессе, когда регулируемым параметром является температура воздуха на выходе из камеры, а управляющим воздействием — начальная температура воздуха. В этом режиме камера полностью работает на рециркуляционной воде и представляет собой параллельное соединение усилительного (дождевого пространства) и апериодического звена (поддон). Постоянная времени поддона $T_п = V_п \rho_w / G_w$ (где $V_п$ — объем поддона).

В зависимости от условий работы динамические характеристики ОК могут приближаться либо к апериодическому, либо к усилительному звеньям. При больших коэффициентах эффективности коэффициент передачи дождевого пространства мал. В пределе, увеличивая коэффициент орошения, можно получить коэффициент передачи дождевого пространства близким к нулю. В этом случае

ОК представляет собой объект, близкий к апериодическому, что получено в экспериментах П. В. Участкина. При уменьшении коэффициента эффективности возрастает роль усилительного звена (дождевого пространства).

В политропных процессах регулирующим воздействием обычно является соотношение расходов рециркуляционной и холодной воды, описываемое коэффициентом рециркуляции воды $\mu_р = G_{ир}/(G_{wр} + G_{их}) = 0 \div 1$. По мере роста энтальпии наружного воздуха коэффициент рециркуляции воды уменьшается, а при энтальпии, превышающей расчетную, $\mu_р = 0$. Роль апериодического звена, т. е. поддона, с уменьшением $\mu_р$ снижается.

Расчетные зависимости для определения коэффициентов передаточных функций оросительной камер можно найти в работах А. В. Степанова [22]. Здесь же отметим, что передаточная функция ОК при управлении со стороны воды может быть записана в виде

$$W(p) = K \frac{Tp + 1}{-\alpha e^{-p\tau_0} + T_п p + 1}.$$

При управлении процессами в камере со стороны воздуха

$$W(p) = K_1 + K_2 e^{-p\tau_0}/(-\alpha e^{-p\tau_0} + T_п p + 1).$$

Если камера управляется со стороны воздуха или температурой посторонней воды, то запаздывание τ_0, не учитывают. Если управляют коэффициентом рециркуляции воды, то полезно учитывать время запаздывания. Величина α определяется из выражения

$$\alpha = \mu_р \left[\frac{1}{c_w} \frac{G_в}{G_w} \frac{\partial I_{wк}}{\partial t_{uк}} - 1 \right]$$

и находится в пределах от нуля до единицы.

3.5. Кондиционируемое (вентилируемое) помещение

Во многих задачах требуется оценивать статические и динамические характеристики помещения как объекта стабилизации температуры. Математическое описание процесса осложнено рядом факторов. Рассмотрим их подробнее. Источники теплоты произвольным образом распределены в объеме помещения; места подачи воздуха тоже расположены произвольно; мощности источников и расходы воздуха в отдельных частях помещения не сбалансированы. Вследствие этого температура воздуха как регулируемый параметр оказывается распределенной сложным образом в объеме помещения. Особенно значительная неравномерность наблюдается в той части, откуда поступает приточная неизотермическая струя (обычно в верхней зоне). Источники теплоты в помещении лучисто-конвективные, при этом конвективная теплота поступает в воздух, а лучистая — на поверхность ограждений и оборудования. Плотность теплового потока на разных поверхностях неодинакова. Вместе с изменением температуры воздуха происходит изменение температуры ограждений и оборудования, зависящее от размеров и теплофизических характеристик материалов, периода колебаний температуры (в пе-

риодическом процессе). Оборудование может иметь достаточно сложную форму и представление его простейшим телом (пластиной, шаром или цилиндром) может привести к существенной погрешности. При некоторых возмущениях ($Q_{пом}$, $t_{нар}$) изменяется как лучистая, так и конвективная теплота. При других воздействиях — управляющих ($t_{пр}$, $G_в$) — вносится только конвективная теплота. Описание конвективного теплообмена осложнено тем, что его интенсивность, оцениваемая коэффициентом теплообмена $\alpha_к$, переменная и может быть определена только приближенно, так как зависит от разных факторов. Из них наиболее существенны схема организации воздухообмена, вид струй по отношению к поверхности ограждений (настилающиеся, отрывные), форма струй (плоские, коноидальные, осесимметричные), кратность воздухообмена в помещении.

Помещение будем рассматривать как объект в сосредоточенных параметрах, поэтому уравнение теплового баланса будем составлять относительно температуры уходящего воздуха, принимаемой в общем случае не равной температуре в рабочей (обитаемой) зоне. Основные ограждения рассматриваются как пластины, в которых тепловой поток в продольном направлении отсутствует. Коэффициент теплообмена рассматривается как средний по площади ограждений. Теплофизические параметры ограждений и оборудования в рассматриваемом диапазоне температур постоянны.

В зависимости от физического характера возмущающих (при разомкнутой САР) и управляющих (при замкнутой САР) воздействий могут потребоваться как переходные, так и амплитудно-частотные характеристики помещения. Например, при работе регулятора могут возникать затухающие колебания. Периодически изменяются отдельные составляющие тепловой нагрузки, температура наружного воздуха. Те же составляющие и солнечная радиация могут меняться неупорядоченно (иначе стохастически).

Рассмотрим характерное управляющее воздействие — температуру приточного воздуха — и составим исходное уравнение теплового баланса за малый отрезок времени $d\tau$:

$$dQ_{пр} + dQ_{вн} - dQ_{ух} - dQ_{огр} - dQ_{об} - dQ_{з} = 0, \qquad (3.8)$$

где $Q_{пр}$, $Q_{вн}$, $Q_{ух}$, $Q_{огр}$, $Q_{об}$ и $Q_в$ — соответственно количество теплоты, поступающей с приточным воздухом, выделяемой источниками и уходящей с воздухом в ограждения и оборудование и идущей на повышение температуры воздуха в помещении.

При рассматриваемом управляющем воздействии возмущение в виде переменного количества теплоты будет поступать конвективным путем. Каждое из слагаемых уравнения теплового баланса помещения (3.8) может быть записано отдельно:

$$\left.\begin{aligned} dQ_в &= V_{пом} c_{рв} \rho_в \, dt_{ух}; \\ dQ_{пр} &= KpV_{пом} c_{рв} \rho_в t_{пр} \, d\tau; \\ dQ_{вн} &= Q_{вн} \, d\tau; \\ dQ_{ух} &= KpV_{пом} c_{рв} \rho_в t_{ух} \, d\tau. \end{aligned}\right\} \qquad (3.9)$$

Наибольшие сложности связаны с выражением количества теплоты, поглощаемой ограждениями и оборудованием. При использовании граничных условий третьего рода можно записать:

$$dQ_{\text{огр}} = \alpha_{\text{в}} F_{\text{огр}} (t_{\text{ух}} - t_{\text{в. пов}})\, d\tau;\ dQ_{\text{об}} = \alpha_{\text{в}} F_{\text{об}} (t_{\text{ух}} - t_{\text{в. пов}})\, d\tau. \quad (3.10)$$

Приближенно будем полагать, что температура внутренней поверхности будет изменяться экспоненциально при скачкообразном изменении температуры воздуха. Тогда справедливы уравнения:

$$\left.\begin{aligned} T_{\text{огр}}\, dt_{\text{в. пов}}/d\tau + t_{\text{в. пов}} &= K_{\text{огр}} t_{\text{ух}}; \\ T_{\text{об}}\, dt_{\text{в. пов}}/d\tau + t_{\text{в. пов}} &= K_{\text{об}} t_{\text{ух}}, \end{aligned}\right\} \quad (3.11)$$

где $K_{\text{огр}}$, $K_{\text{об}}$ — коэффициенты передачи для поверхностей ограждения и оборудования как звена САР (для оборудования он равен единице); $T_{\text{огр}}$, $T_{\text{об}}$ — постоянные времени для поверхности ограждений и оборудования. Эти величины определяются по формулам:

$$K_{\text{огр}} = [1 + \alpha_{\text{окр}}/\alpha_{\text{в}} (1 + \text{Bi}_{\text{окр}})]^{-1};$$

$$T_{\text{огр}} = (c\rho\delta)_{\text{огр}}/[\alpha_{\text{окр}} + \alpha_{\text{в}} (1 + \text{Bi}_{\text{окр}})];$$

$$T_{\text{об}} = (c\rho\delta)_{\text{об}}/2\alpha_{\text{в}}.$$

Значение $\alpha_{\text{в}}$ при отсутствии данных можно принять приближенно в зависимости от кратности воздухообмена и вида струй по данным В. И. Лысева [20]: $\alpha_{\text{в}} \approx (1 \div 2)\, Kp^{0,7}$, где коэффициент, равный единице, принимают при отрывных струях, а равный двум — при настильных.

После решения систем уравнений (3.9)—(3.11) с помощью преобразования Лапласа оказалось, что динамические свойства помещения зависят от кратности воздухообмена Kp, обобщенного размера помещения l_V как отношения объема помещения $V_{\text{пом}}$ к площади поверхности ограждений и оборудования F, статических и динамических характеристик ограждений и оборудования.

При управляющем воздействии — изменении температуры приточного воздуха — для реальных значений Kp, l_V, $K_{\text{огр}}$ и $T_{\text{огр}}$ В. И. Лысевым получена передаточная функция помещения в виде

$$W(p) = \frac{T_{\text{огр}} p + 1}{Tp + 1} K_{\text{пом}}.$$

Этой передаточной функции соответствует амплитудно-частотная характеристика (АЧХ)

$$A(\omega) = K_{\text{пом}} \sqrt{[1 + T_{\text{огр}}^2 \omega^2]/(1 + T^2\omega^2)} =$$

$$= K_{\text{пом}} T_{\text{огр}}/T \approx [1 + \alpha_{\text{в}}/(c_{\text{в}}\rho_{\text{в}} l_V Kp]^{-1}.$$

Кривая переходного процесса изменения температуры воздуха в помещении показана на рис. 3.8. В ее начальной части изменение температуры происходит быстро. Это объясняется тем, что поступающая в помещение теплота идет на изменение температуры воздуха в объеме помещения и не аккумулируется ограждениями и оборудованием. Последнее становится заметным при значении критерия Фурье $\text{Fo} = a\tau/h^2 > 0{,}2$, что соответствует времени $\tau > 0{,}2h^2/a$.

Скорость изменения температуры в начальной части кривой зависит от интенсивности вентилирования помещения, характеризуемой кратностью воздухообмена Kp. Этот отрезок времени по литературным данным составляет $(3 \div 4)Kp^{-1}$.

По мере аккумуляции теплоты ограждениями и оборудованием скорость изменения температуры воздуха замедляется и переходный процесс в помещении зависит от инерционных свойств ограждений (постоянной времени $T_{огр}$, составляющей порядка десятка часов), поэтому теоретический конец переходного процесса достигается спустя несколько суток.

На кривой переходного процесса изменения температуры в помещении обычно наблюдаются две части. В начальной части процесс изменения температуры происходит быстро. Затем, спустя несколько часов, в кривой происходит некоторый перелом, и рост температуры замедляется, что объясняется аккумуляцией теплоты ограждениями и оборудованием. Верхним пределом инерционности помещения является постоянная времени ограждения (порядка десятка часов).

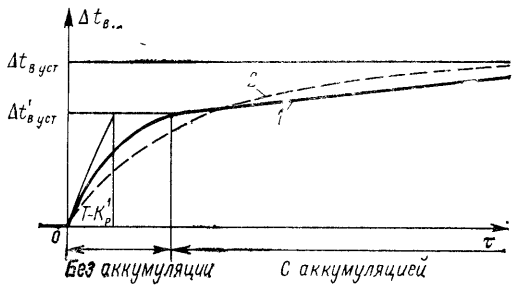


Рис 3 8 Кривая переходного процесса изменения температуры воздуха в помещении:

1 — опытная кривая; *2* — теоретическая экспонента, $\Delta t_{в.\,уст}$ — теоретически установившееся значение; $\Delta t'_{в.\,уст}$ — температура воздуха к моменту начала аккумуляции теплоты ограждениями

Свойства помещения при колебаниях высокой частоты можно аппроксимировать апериодическим звеном первого порядка с коэффициентом передачи $K_{пом}$ и постоянной времени $T_{пом}$

$$T_{пом} = 2\sqrt{T(T - T_{огр})} - T; \quad K_{пом} = [1 + M_{огр}(1 - K_{огр})]^{-1},$$

где

$$T = \{[Kp(1 + M_{огр})]^{-1} + T_{огр}\}/(1 - K_в K_{огр});$$

$$K_в = (1 + M_{огр}^{-1})^{-1}; \quad M_{огр} = \alpha_в / c_{рв}\rho_в l_V Kp.$$

Помещение как объект регулирования температуры может «работать» на существенно различных частотах колебаний возмущающих и управляющих воздействий. Колебания с периодом порядка десятка минут характерны для работы автоматического регулятора. Периоды от нескольких минут до часов характерны для изменения составляющих тепловой нагрузки помещения. Генерирование колебаний с периодом 1—3 ч происходит в помещениях, где требуется создать динамический температурный режим. Изменение солнечной радиации, если оно упорядоченно, имеет суточный период. В разложении хода температуры наружного воздуха наибольшие амплитуды приходятся на период «сутки» и «год».

Амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) помещения как объекта стабилизации температуры показана на рис. 3.9. При низких частотах колебаний ($\omega \to 0$) АЧХ приближается к коэффициенту передачи $K_{пом}$. На промежуточных частотах АЧХ помещения меняется; при $\omega \to \infty$ определяется выражением $A(\omega) = K_{пом} T_{огр}/T$. Ограждения и оборудование учитывают в пределах толщины, определяемой слоем резких колебаний $RS_\tau = 1$, где S_τ—коэффициент теплоусвоения материала при периоде τ.

Таким образом, в задачах, где периоды колебаний малы, можно пренебрегать инерционностью ограждений. В этом случае переходный процесс характеризуется постоянной времени, обратной кратности воздухообмена,

$$T_{пом} \approx Kp^{-1}.$$

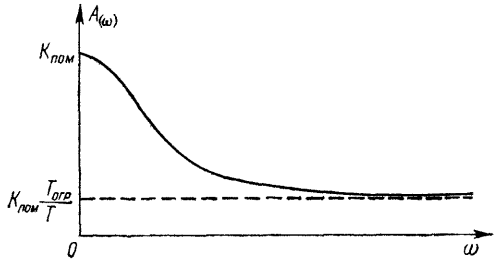


Рис. 3.9. Амплитудно-частотная характеристика помещения как объекта стабилизации температуры

3.6. Вентиляционные воздуховоды и трубопроводы

Воздуховоды и трубопроводы систем являются пассивными (без специального организованного подвода теплоты и холода) транспортными звеньями САР, в которых может происходить изменение температур воздуха и воды, а иногда и влагосодержания воздуха. На первый взгляд может показаться, что это простые и несущественные для САР элементы. Но в ряде случаев, например при отсутствии или низком качестве теплоизоляции, большой длине, малых скоростях движения сред, значительных температурных перепадах движущейся среды и окружающего воздуха, происходит значительное и достаточно сложно описываемое изменение температуры воздуха (воды), иногда изменение влагосодержания воздуха.

Воздуховод как звено САР при изменении температуры воздуха на входе специально рассмотрен И. И. Зингерманом [9], а также другими авторами. Используем основные положения его методики для получения переходной характеристики воздуховода. Будем полагать, что температура в каждом поперечном сечении одинакова в силу хорошего перемешивания потока в условиях турбулентного режима, а температура окружающей среды постоянна по всей длине воздуховода. Представим, что температуру воздуха в начале воздуховода ($x = 0$) в момент времени $\tau = 0$ изменили скачкообразно (рис. 3.10). Составим представление о том, как будет изменяться во времени температура воздуха на удалении $x = l$ от начала воздуховода. Очевидно, что изменение температуры в этом сечении начнется не при $\tau = 0$, а спустя отрезок времени τ_0 транспортного запаздывания. Его легко найти, если разделить расстояние l на среднюю скорость движения воздуха. Температура в этом сечении будет

изменяться сначала скачком, а потом плавно, приближаясь к установившемуся значению (рис. 3.10).

Выведем аналитические зависимости, описывающие переходный температурный процесс в металлическом воздуховоде (трубопроводе) и сравним результат с физическими представлениями об этом процессе, приведенными выше. Для простоты будем полагать, что воздуховод неизолирован. Опишем теплообмен в сечении воздуховода (Δx — расстояние между двумя поперечными сечениями). В стационарном режиме справедлива система уравнений теплового баланса и теплопередачи:

$$\left.\begin{aligned} \alpha_в p\,(t_{вх} - t_м)\,\Delta x = \alpha_н p\,(t_м - t_{окр})\,\Delta x; \\ \alpha_в p\,(t_{вх} - t_м)\,\Delta x = c_{рв}\rho_в w_в F\,(t_{вх} - t_{в\,(x+\Delta x)}), \end{aligned}\right\} \qquad (3.12)$$

где p — периметр; $\alpha_в$, $\alpha_н$ — коэффициент теплообмена на внутренней и наружной поверхности; $t_{вх}$, $t_м$, $t_{окр}$ — температура воздуха в воздуховоде, металле и окружающей среде; Δx — элемент длины воздуховода; $c_{рв}$ — теплоемкость воздуха; $\rho_в$ — плотность воздуха; F — площадь поперечного сечения воздуховода.

Разделив обе части последнего уравнения на Δx и переходя к пределу, получим дифференциальное уравнение следующего вида:

$$-c_{рв}\rho_в w_в F\,\partial t_{вх}/\partial x = \alpha_в p\,(t_{вх} - t_м). \qquad (3.13)$$

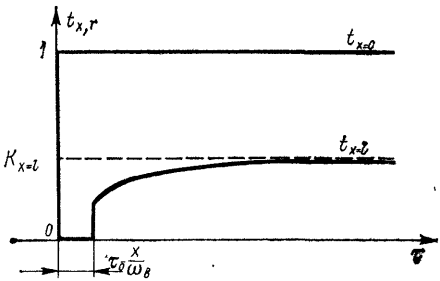


Рис. 3.10. Кривая переходного процесса изменения температуры воздуха в воздуховоде

Изменим температуру воздуха в начале воздуховода (при $x = 0$) на некоторую величину $\Delta t_{в.н}$, применив метод малых отклонений. Этот метод, предложенный А. М. Ляпуновым, достаточно универсален, если объект не удается аппроксимировать дробно-рациональной функцией. Если исследуется поведение дифференциального уравнения при некоторых малых отклонениях возмущающих воздействий, то при довольно общих предположениях относительно вида этих уравнений результат будет справедлив и при больших отклонениях. Все тепловые объекты позволяют исследовать их методом малых отклонений.

Температура воздуха в сечении x изменится на $\Delta t_{вх}$, а средняя температура металла на $\Delta t_м$. Накоплением теплоты в объеме воздуховода при удалении сечений на расстояние Δx пренебрегаем. Запишем уравнение в приращениях

$$-c_{рв}\rho_в w_в F\partial\,(t_{вх} + \Delta t_{вх})/\partial x = \alpha_в p\,(t_{вх} + \Delta t_{вх} - t_м - \Delta t_м). \qquad (3.14)$$

Избавляясь от равных величин в правой и левой частях уравнений (3.13) и (3.14), получим

$$-c_{рв}\rho_в w_в F\partial\,(\Delta t_{вх})/\partial x = \alpha_в p\,(\Delta t_{вх} - \Delta t_м).$$

Аналогично преобразуем второе уравнение системы (3.12)

$$\alpha_{в}(\Delta t_{вх}-\Delta t_{м})=\alpha_{н}\Delta t_{м}+c_{м}\delta_{м}\rho_{м}\partial(\Delta t_{м})/\partial\tau.$$

Так как p означает периметр, то в этом выводе будем обозначать оператор преобразования Лапласа через s. Применив преобразование Лапласа к двум последним уравнениям и исключая из двух уравнений $\Delta t_{м}$ — изменение температуры металла, получим дифференциальное уравнение относительно искомой $\Delta t_{вх}$.

Решение этого уравнения можно записать в виде

$$\Delta t_{вх}=\Delta t_{в.н}\exp\left(-\frac{x}{w_{в}}\frac{\alpha_{в}p}{c_{pв}\rho_{в}F}\right)\exp\left(-\frac{x}{w_{в}}s\right)\times$$

$$\times\exp\left[\frac{x}{w_{в}}\frac{\alpha_{в}p}{c_{pв}\rho_{в}F}\frac{\alpha_{в}}{(\alpha_{в}+\alpha_{н}+c_{м}\rho_{м}\delta_{м}s)}\right]. \qquad (3.15)$$

Проанализируем полученное решение. Изменение температуры в соответствии с вышеописанной физической картиной и общим аналитическим решением пропорционально первому сомножителю — величине начального изменения температуры $\Delta t_{в.н}$ в сечении при $x=0$; второй сомножитель характеризует начальный скачок температуры в сечении x; третий сомножитель есть величина транспортного запаздывания τ_{0} как расстояние x, деленное на скорость воздуха $w_{в}$; наконец, четвертый сомножитель характеризует изменение температуры в сечении x во времени. Найдем выражение для статической характеристики воздуховода — его коэффициента передачи. Для этого устремим период к бесконечности, а круговую частоту ω — к нулю. В выражении (3.15) примем $s=0$ и тогда имеем

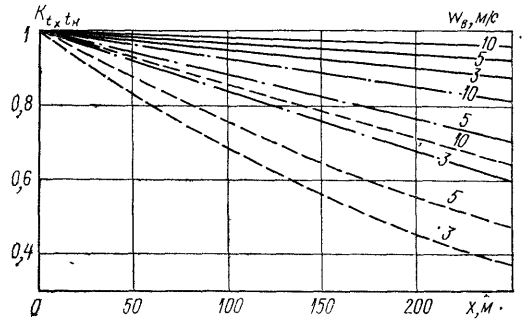


Рис. 3.11. Зависимость коэффициента передачи воздуховода в зависимости от длины x, диаметра d и скорости воздуха $w_{в}$. Сплошные линии $d=1\div2$ м с изоляцией, штриховые $d=1$ м без изоляции, штрихпунктирные $d=2$ м без изоляции

$$K_{t_{вх}t_{в.н}}=\exp\left[\frac{x}{w_{в}}\frac{\alpha_{в}p}{c_{pв}\rho_{в}F}\left(\frac{\alpha_{в}}{\alpha_{в}+\alpha_{н}}-1\right)\right]. \qquad (3.16)$$

По уравнению (3.16) построен график (рис. 3.11) для определения коэффициента передачи воздуховода в зависимости от длины x, диаметра d и скорости воздуха $w_{в}$. Как видно, изменением температуры воздуха нельзя пренебрегать при большой длине воздуховода. При низкочастотных колебаниях температуры наружного воздуха ($\tau_{п}=24$ ч) и разомкнутой САР воздуховод становится простейшим усилительным звеном, однозначно определяемым коэффициентом передачи. Это положение будет использовано в некоторых методиках (см. гл. 4).

В целом передаточная функция воздуховода является сложной трансцендентной функцией, малоудобной для использования в задачах автоматического регулирования. Ее полезно аппроксимировать дробно-рациональной передаточной функцией с двумя постоянными времени. На низких частотах, например соответствующих суточным колебаниям температуры наружного воздуха, свойства воздуховода можно аппроксимировать апериодическим звеном первого порядка. При наличии изолированного воздуховода (трубопровода) вид конечной формулы усложняется: наряду со слагаемым $c_м\rho_м\delta_м$ появляется слагаемое $c_и\rho_и\delta_и$, где индекс и означает изоляцию.

Транспортное запаздывание при учете динамической характеристики звена нужно рассматривать как в трубопроводах, так и в длинных воздуховодах, если управляют температурой среды. Скорость движения воды в трубопроводах и трубках аппаратов при управлении может снижаться до очень малых величин ($w = 0{,}03 \div 0{,}1$ м/с) и с учетом ходов в теплообменнике (четыре—шесть ходов) и его длины (1,6 м) запаздывание может составлять значения порядка минут. Если управляют расходом воздуха или воды при неизменной температуре, то запаздывание несущественно.

3.7. Подземные воздухозаборные каналы

В некоторых случаях воздухозаборный канал может быть выполнен как подземный и иметь значительную протяженность, например так поступают, если нет возможности забирать чистый атмосферный воздух вблизи здания. Аналогично тому, как это происходило в воздуховоде, в подземном канале будет изменяться температура воздуха, а иногда и его влагосодержание.

Составим представление о физической стороне процесса изменения температуры воздуха в канале. Пусть наружный воздух забирается из атмосферы и движется по подземному каналу размерами $a \times b$, эквивалентным диаметром d на глубине от уровня земли до оси канала h (рис. 3.12). Температура воздуха при движении по каналу изменяется, она является промежуточной между температурой наружного воздуха и грунта, поэтому тепловые потоки к каналу от атмосферы и грунта взаимонаправлены. По мере увеличения глубины канала поток теплоты от атмосферы уменьшается, поэтому большое заглубление канала в отношении потоков теплоты можно рассматривать как более частный случай.

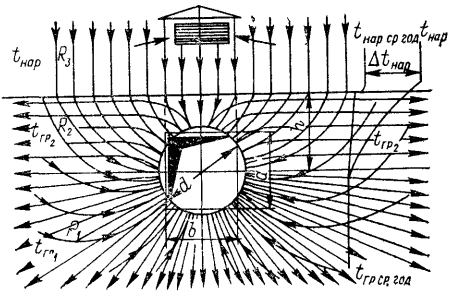


Рис. 3.12 Поперечный разрез подземного воздухозаборного канала в грунте и схема потоков теплоты

Проведем на рис. 3.12 линию через ось канала параллельно поверхности грунта. Температуру воздуха в канале можно рассматри-

вать как результат наложения трех потоков теплоты: к полуограниченному массиву с температурой $t_{гр1}$ и термическим сопротивлением R_1; к пластине (верхняя часть грунта) с температурой $t_{гр2}$, зависящей от $t_{нар}$, и термическим сопротивлением R_2 и, наконец, встречным потоком теплоты от атмосферы с температурой $t_{нар}$ и термическим сопротивлением R_3. Зависимость средней по высоте h температуры грунта $t_{гр2}$ от температуры наружного воздуха учтем коэффициентом передачи $K_{t гр2 t нар}$. Определим статическую характеристику подземного канала — его коэффициент передачи $K_к$. Поместим начало координат в месте забора атмосферного воздуха в канал. От этой точки будем отсчитывать координату x — длину канала. Рассмотрим исходное температурное состояние системы: атмосфера—грунт—канал. Начальная температура атмосферы равна среднегодовой ($t_{нар}$), температура грунта выше и равна среднегодовой ($t_{гр1}$), коэффициент передачи верхней части грунта известен и равен $K_{t гр2 t нар}$. При таком соотношении температур наружный воздух, засасываемый в канал, будет нагреваться.

Этой физической картине теплообмена соответствует дифференциальное уравнение баланса теплоты на длине dx:

$$dQ_к + dQ_{гр\,1} + dQ_{гр\,2} - dQ_{нар} = 0;$$

$$G_в c_{рв} (t_{в\,(x+dx)} - t_{вх}) + [(t_{гр\,1} - t_{вх})/R_1 + (t_{гр\,2} - t_{вх})/R_2 + (t_{нар} - t_{вх})/R_3]\, dx = 0. \qquad (3.17)$$

Из последнего уравнения при $x \to \infty$ можно найти температуру воздуха в бесконечно длинном канале:

$$(t_{гр\,1} - t_{в\,\infty})/R_1 + (t_{гр\,2} - t_{в\,\infty})/R_2 + (t_{нар} - t_{\infty\,в})/R_3 = 0;$$

$$t_{в\,(x\to\infty)} = \sum_{i=1}^{3} (t_i/R_i) \Big/ \sum_{i=1}^{3} R_i^{-1}.$$

Например, при большом заглублении канала $R_3 \to \infty$, $t_{гр1} \approx t_{гр2}$, $R_1 = R_2$ и в результате $t_{в\,(x\to\infty)} = t_{гр}$.

Воспользуемся методом малых приращений, изменим температуру наружного воздуха на $\Delta t_{нар}$, при этом температура грунта $t_{гр1}$ на глубине не изменится, а температура верхней части грунта изменится на $\Delta t_{гр2} = K_{t гр2 t нар} \Delta t_{нар}$, температура в канале изменится на $\Delta t_{вх}$ и на $\Delta t_{в\,(x+\Delta x)}$. Запишем новое уравнение теплового баланса при $\tau \to \infty$:

$$G_в c_{рв} (t_{в\,(x+\Delta x)} + \Delta t_{в\,(x+\Delta x)} - t_{вх} - \Delta t_{вх}) + [(t_{гр\,1} - t_{вх} - \Delta t_{вх})/R_1 + (t_{гр\,2} + K_{t гр2 t нар} \Delta t_{нар} - t_{вх} - \Delta t_{вх})R_2 + (t_{нар} + \Delta t_{нар} - t_{вх} - \Delta t_{вх})/R_3]\, dx = 0. \qquad (3.18)$$

Почленно вычтем из уравнения (3.18) уравнение (3.17)

$$G_в c_{рв} (\Delta t_{в\,(x+\Delta x)} - \Delta t_{вх}) + (-\Delta t_{вх}/R_1 + K_{t гр2 t нар} \Delta t_{нар}/R_2 - \Delta t_{вх}/R_2 - \Delta t_{вх}/R_3 + \Delta t_{нар}/R_3)\, dx = 0. \qquad (3.19)$$

После ряда преобразований уравнение (3.19) преобразуется к виду

$$G_{\text{в}}c_{p\text{в}}\,dK_{\text{к}}/[(1/R_1+1/R_2+1/R_3)\,K_{\text{к}}]-$$

$$-\{1-(K_{t\,\text{гр}\,2\,t\,\text{нар}}/R_2+1/R_3)/[(1/R_1+1/R_2+1/R_3)\,K_{\text{к}}]\}\,dx=0. \quad (3.20)$$

Обозначим сомножитель первого слагаемого через A, а вычитаемое второго слагаемого через B. Тогда дифференциальное уравнение (3.20) запишется так:

$$A\,dK_{\text{к}}/K_{\text{к}}-(1-B/K_{\text{к}})\,dx=0;\ A\,dK_{\text{к}}/(K_{\text{к}}-B)-dx=0.$$

После интегрирования дифференциального уравнения в пределах длины x, изменяющейся от нуля до бесконечности, получим

$$K_{\text{к}}=(1-B)\exp(-x/A)+B. \quad (3.21)$$

В уравнении (3.21) коэффициент B имеет смысл коэффициента передачи канала при бесконечно большой длине, а коэффициент A характеризует темп изменения коэффициента передачи (иначе температуры $t_{\text{вх}}$) по длине канала как отношение общей теплоемкости движущегося воздуха к тепловой проводимости системы «канал—грунт—атмосфера»

$$A=G_{\text{в}}c_{p\text{в}}/(1/R_1+1/R_2+1/R_3);$$

$$B=K_{\text{к}}|_{x\to\infty}=(K_{t\,\text{гр}\,2\,t\,\text{нар}}/R_2+1/R_3)/(1/R_1+1/R_2+1/R_3).$$

Рассмотрим тенденцию изменения статической характеристики по мере заглубления канала в грунт, т. е. увеличения глубины h. При этом термическое сопротивление «канал—атмосфера» R_3 сильно возрастает и величиной проводимости $1/R_3$ можно пренебречь. Проводимости $1/R_2$ и $1/R_3$ сближаются, влияние атмоферы на температуру грунта окажется ничтожно малым ($K_{t\,\text{гр}\,2\,t\,\text{нар}}=0$). Коэффициент передачи канала при $x\to\infty$ стремится к нулю, а температура воздуха — к температуре грунта.

Таким образом, при большом заглублении канала физическая картина теплообмена и его описание существенно упрощаются. Для численного решения задачи требуется описать термические сопротивления R_1 (канал — полубесконечный массив), R_2 (канал — бесконечная пластина) и R_3 (канал—атмосфера). По данным [21] можно использовать такие зависимости:

$$R_1=2/(\pi d\alpha_{\text{в}})+[\operatorname{arch}(l/R)+R/l-\sqrt{1+R^2/l^2}]/(\pi\lambda)$$

при $l/R=20\div100$;

$$R_1=2/(\pi d\alpha_{\text{в}})+[\ln(2l/R)-1]/(\pi\lambda)\ \text{при}\ l/R>100;$$

$$R_2=2/(\pi d\alpha_{\text{в}})+$$

$$+[b+4h\ln(h/(\pi R)/\pi]/(2h\lambda)\ \text{при}\ l/R=20\div100;$$

$$R_3=1/(\pi d\alpha_{\text{в}})+$$

$$+[\ln(2h/R)-2{,}3D]/(\pi\lambda)\ \text{при}\ l/2h>10,\ D=0.$$

Наибольшую трудность вызывает определение термического сопротивления бесконечной пластины R_2, которая в приведенном решении заменена пластиной конечных размеров.

Пример. Вычислить коэффициент передачи подземного канала, проложенного у поверхности грунта с изоляцией верхнего полупериметра $\lambda_и = 0{,}04$ Вт/(м·°С), $\delta_и = 0{,}2$ м при таких данных: $G_в = 3{,}3$ кг/с, $w_в = 3$ м/с; $d = 1{,}2$ м; $h = 2$ м; $\alpha_н = 10$ Вт/(м²·°С), $\alpha_в = 0{,}018\,(w_в d/\nu_в)^{0{,}8}\lambda_в/d = 7{,}9$ Вт/(м²·°С); $\lambda_{гр} = 2{,}28$ Вт/(м²·°С); $x = 500$ м.

Предварительно определяем термическое сопротивление:

$$R_1 = 2/(\pi\cdot 1{,}2\cdot 7{,}9) + [\ln(2\cdot 500/0{,}6) - 1]/(\pi\cdot 2{,}28) = 0{,}9\ (\text{м}\cdot{}^\circ\text{С/Вт});$$

$$R_2 = 2/(\pi\cdot 1{,}2\cdot 7{,}9) + \ln(1{,}6/1{,}2)/(\pi\cdot 0{,}04) + [12 + 4\cdot 2\ln(2\cdot 2/\pi\cdot 1{,}2)/\pi]/(2\cdot 2\cdot 2{,}28) =$$

$$= 3{,}74\ (\text{м}\cdot{}^\circ\text{С/Вт});\quad R_3 = 1/(\pi\cdot 1{,}2\cdot 7{,}9) + \ln(1{,}6/1{,}2)/(\pi\cdot 0{,}04) +$$

$$+ \ln[2\cdot 2{,}28/1{,}2 + \sqrt{(2\cdot 2{,}28/1{,}2)^2 - 1}]/2\pi\cdot 2{,}28 = 2{,}5\ (\text{м}\cdot{}^\circ\text{С/Вт}).$$

Вычисляем комплексы:

$$B = \frac{0{,}4/3{,}74 + 1/2{,}5}{1/0{,}9 + 1/3{,}74 + 1/2{,}5} = 0{,}25;\quad A = \frac{3{,}3\cdot 1000}{1/0{,}9 + 1/3{,}74 + 1{,}25} = 1608.$$

Искомый коэффициент передачи канала на длине $x = 500$ м равен $K_к = [\exp(-500/1608)](1 - 0{,}25) + 0{,}25 = 0{,}8$.

Физические представления о характере переходного процесса изменения температуры воздуха в канале в основном сходны с таковыми для воздуховода и трубопровода. Если мгновенно изменить температуру наружного воздуха, т. е. на входе в канал, то в произвольном сечении x изменение температуры начнется спустя время запаздывания $\tau_0 = x/w$. Изменение температуры характеризуется скачком и последующей плавной кривой изменения, уравнение которой здесь не приводится.

Выведем по методике Г. И. Дымова амплитудно-частотную характеристику канала при его большом заглублении и таких допущениях. Пусть скорость воздуха в канале будет постоянной. Изменением плотности и теплофизических характеристик воздуха и грунта в рассматриваемом диапазоне изменения температур будем пренебрегать. Будем полагать, что конденсация водяного пара из воздуха и испарение сконденсировавшейся влаги на стенках канала отсутствуют. Потоком теплоты в продольном направлении пренебрегаем.

Процесс нестационарного теплообмена при движении воздуха в подземном канале описывается уравнением изменения температуры воздуха на элементе длины канала dx и соответствующем ему времени движения $d\tau = dx/w$

$$\partial t(x, \tau)/\partial\tau + w\partial t(x, \tau)/\partial x + \alpha_в p\,[t(x, \tau) - t(x, \tau, R)]/(c_{рв}F) = 0. \qquad (3.22)$$

Второе уравнение описывает изменение температуры окружающего канала грунта в цилиндрических координатах

$$\partial t(x, R, \tau)/\partial\tau = a\,[\partial^2 t(x, R, r)/\partial r^2 + R^{-1}\,\partial t(x, R, \tau)/\partial r] \qquad (3.23)$$

при условии на границе воздух—стенка

$$\lambda\partial t(x, R, \tau)/\partial R = \alpha_в\,[t(x, \tau) - t(x, \tau, R)], \qquad (3.24)$$

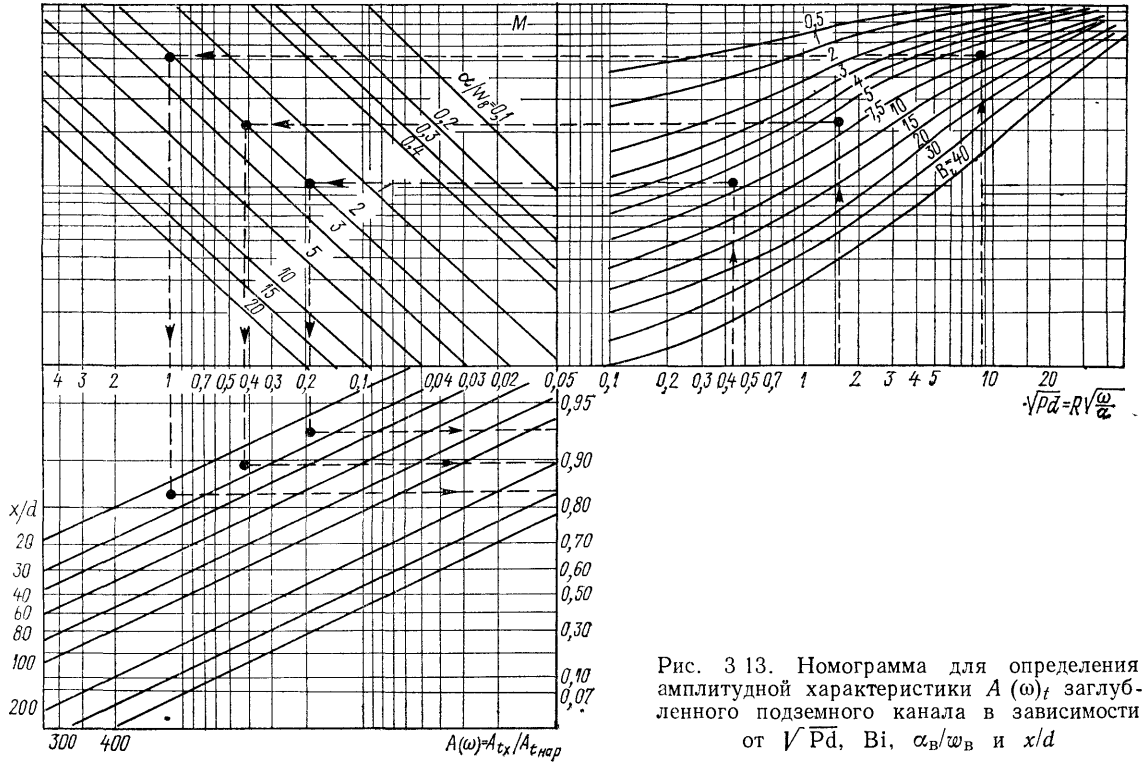


Рис. 3 13. Номограмма для определения амплитудной характеристики $A(\omega)_t$ заглубленного подземного канала в зависимости от $\sqrt{Pd}$, Bi, $\alpha_в/\omega_в$ и x/d

начальной температуре воздуха, принятой за нуль, и условиям на входе в канал $t(0, \tau) = f(\tau)$.

После преобразования системы уравнений (3.22)—(3.24) по Лапласу, используя функции Бесселя и Кельвина, получим соотношение для амплитудно-частотной характеристики подземного канала как объекта изменения температуры

$$A(\omega)_к = A_{tx}/A_{t\,нар} = \exp(-h_1 x M/w_в), \qquad (3.25)$$

где $h_1 x/w_в = 2\alpha_в x/c_{pв} R w_в$ — безразмерная координата; M — некоторый параметр, зависящий от критериев Bi и $\sqrt{\mathrm{Pd}}$; ω — круговая частота колебаний; a — коэффициент температуропроводности грунта; $\mathrm{Bi} = \alpha_в d/\lambda_в$ (для полуограниченного массива); $w_в$ — средняя скорость воздуха в канале; $\alpha_в$ — коэффициент конвективного теплообмена; x — расстояние от начала канала до рассматриваемого сечения; $c_{pв}$ — теплоемкость воздуха; R — радиус канала; d — диаметр или эквивалентный диаметр канала.

По зависимости (3.25) построена номограмма (рис. 3.13), с помощью которой по предварительно определенным величинам $\sqrt{\mathrm{Pd}}$, Bi, $\alpha_в/w_в$ и x/d при известной частоте колебаний определяют амплитудную характеристику канала в грунте.

При определении изменения температуры воздуха в условиях конденсации водяного пара на поверхности стенок канала последовательность расчета сохраняется, а критерий Био увеличивают примерно в три раза по сравнению с условиями «сухого» теплообмена.

3.8. Смесительные камеры

Это незаметное на первый взгляд звено системы выполняет функции соединения потоков наружного и рециркуляционного воздуха. Смесительная камера является своеобразным аппаратом системы без подвода внешней энергии или вещества, в котором изменяется как расход воздуха, так и параметры термодинамического состояния воздуха. Смесительная камера является безынерционным чисто усилительным звеном, однозначно характеризуемым коэффициентом передачи. Возмущение поступает со стороны наружного воздуха при изменении температуры $t_{нар}$ или влагосодержания $d_{нар}$ наружного воздуха. Найдем выражение для коэффициента передачи смесительной камеры при каждом из двух возможных возмущающих воздействий.

Используем известную систему уравнений теплового и массового баланса, описывающую процесс смешения. Пусть смешиваются два потока с расходами $G_{нар}$, $G_р$ и температурами $t_{нар}$, $t_р$. Температура смеси, начальная для следующего процесса обработки воздуха, равна

$$t_{см} = (t_{нар}G_{нар} + t_р G_р)/(G_{нар} + G_р) = t_{нар}\bar{G}_{нар} + t_р(1 - \bar{G}_{нар}).$$

Пусть температура наружного воздуха изменится на $\Delta t_{нар}$, тогда коэффициент передачи

$$K_{t\,см\,t\,нар} = K_{d\,см\,d\,нар} = \frac{\Delta t_{см}}{\Delta t_{нар}} = \frac{G_{нар}}{G_{нар} + G_р} = \bar{G}_{нар}.$$

Численные значения коэффициента передачи смесительной камеры нужно определять с учетом характера решаемой задачи и особенностей изменения расходов наружного и приточного воздуха. Первый может быть минимальным, переменным или максимальным в зависимости от термодинамического состояния наружного воздуха и особенностей изменения газовой нагрузки. Общий расход зависит от выбора управляющих воздействий в системе регулирования и может быть переменным, зависящим от тепловой (или влажностной) нагрузки, или постоянным.

3.9. Первичные преобразователи (датчики) температуры

В теории линейных систем автоматического регулирования принято, что статическая характеристика первичных преобразователей (датчиков) относится к регулятору, а инерционность, характеризуемая постоянной времени $T_д$, относится к объекту, поэтому при синтезе звеньев объекта требуется учитывать инерционность датчика. Амплитудно-частотная характеристика датчика записывается так:

$$A(\omega) = A_{tд}/A_{tв} = 1/\sqrt{T_д^2\omega^2 + 1}\,.$$

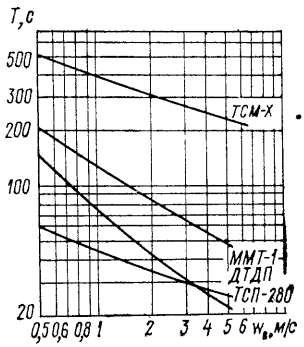


Рис. 3.14. Зависимость постоянной времени первичных преобразователей температуры разных типов от скорости воздуха

Таким образом, датчик можно рассматривать как апериодическое звено первого порядка. Постоянная времени зависит от конструкции и массивности чувствительного элемента, а также в очень сильной степени — от скорости воздуха. Характерные зависимости для постоянной времени показаны на рис. 3.14. Постоянные времени в практически неподвижном воздухе $T_д = 15 \div 20$ мин. Как видно, при установке датчика в помещении его инерционность весьма существенна и может оказаться самой большой среди звеньев объекта, поэтому полезно локальное повышение скорости воздуха вблизи датчика при установке индивидуального вентилятора. Другой прием сводится к установке датчика не в помещении, а в рециркуляционном воздухопроводе. Таким образом, выбор места установки датчика с учетом скорости воздуха имеет большое значение для инерционности объекта регулирования. Кроме того, место установки датчика должно быть представительным по характерности параметра; в месте установки не должно быть расслоений и неоднородности параметра.

3.10. Регулирующие органы (воздушные и водяные клапаны)

Воздушные и водяные клапаны выполняют роль регулирующих органов САР и относятся к объекту регулирования. Аэродинамическая (гидравлическая) сущность процессов, протекающих в них,

требует, чтобы выбор их производили специалисты по вентиляции и кондиционированию воздуха. Если же клапан поставлен без расчета, то его статическая характеристика (коэффициент передачи) может не удовлетворять требованиям управления.

Клапаны реализуют изменение расхода воздуха $G_в$ или воды G_w при повороте створок (α) или перемещении плунжера (h). Очевидно, что происходящий переходный процесс можно рассматривать как практически безынерционный. При мгновенном изменении угла поворота створки α или положения плунжера h расход воздуха и воды меняется мгновенно. Из физических представлений о характере переходного процесса клапан является простейшим усилительным (безынерционным) звеном. Выходная и входная величины связаны коэффициентом передачи.

Для воздушного клапана

$$K_{G\text{в}\alpha} \approx \Delta G_в/\Delta\alpha = f(\alpha,\ F_{кл}),$$

для водяного клапана при данном $d_{кл}$ и типе плунжера

$$K_{Gwh} \approx \Delta G_w/\Delta h = f(h).$$

Как звено системы регулирования клапан по виду статической характеристики является нелинейным. Коэффициент передачи клапана при разных положениях (α, h) разный и может меняться весьма сильно (на один-два порядка), если клапан поставлен без расчета. Расчет сечения клапана $F_{кл}$ и выбор типоразмера связаны с условием получения регулировочной характеристики, близкой к линейной. Это условие обеспечивает относительное постоянство коэффициента передачи. Отметим, что причина нелинейности заключается в сложном характере аэродинамической характеристики воздушного клапана (см. гл. 6). Строгое постоянство коэффициента передачи воздушного клапана можно обеспечить при соединении вала исполнительного механизма и тяги клапана через кулачок. Характеристики и методы выбора клапанов, обеспечивающих относительное постоянство коэффициента передачи, подробно рассматриваются в гл. 6.

Глава 4

МЕТОДОЛОГИЯ И ПРИМЕРЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДАННЫХ О ХАРАКТЕРИСТИКАХ ЗВЕНЬЕВ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ВЕНТИЛЯЦИИ, КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ И АВТОМАТИЗАЦИИ СИСТЕМ

В этой главе автором собраны и систематизированы характерные задачи, решения которых основаны на данных о статических и динамических свойствах звеньев САР. Задачи эти имеют теоретический характер, а их результаты применимы в практике проектирования,

наладки или эксплуатации систем. Без изложения задач, где необходимо знание статических и динамических характеристик, изложение материала предыдущей главы иному читателю может показаться излишним.

4.1. Синтез звеньев объекта регулирования

В соответствии с теорией регулятор заканчивается исполнительным механизмом, поэтому все последовательно расположенные звенья, начиная с регулирующего органа, образуют объект регулирования. Покажем возможности определения характеристик объекта, если известны характеристики всех звеньев, его образующих. В это представление и вкладывается понятие «синтез звеньев объекта».

Выполним синтез объекта на примере системы стабилизации температуры воздуха в помещении путем управления теплоотдачей воздухонагревателя (рис. 4.1). Исполнительный механизм, управляемый терморегулятором, перемещает регулирующий орган (водяной клапан), изменяющий расход теплоносителя. В результате изменяется температура воздуха после воздухонагревателя, на притоке в помещение и в самом помещении. Таким образом, объект регулирования в данном контуре стабилизации температуры образуют такие звенья: водяной клапан, воздухонагреватель, воздуховод (если его длина в пределах от воздухонагревателя до помещения значительна и изменением температуры нельзя пренебречь), помещение и датчик температуры (коэффициент передачи датчика отнесен к регулятору).

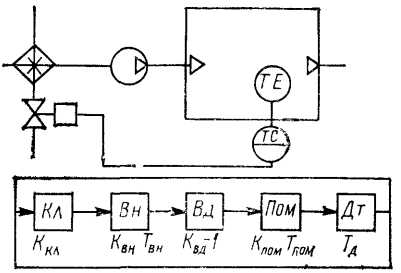


Рис. 4.1. Принципиальная и функциональная схема объекта стабилизации температуры воздуха в помещении путем управления теплоотдачей воздухонагревателя

Проанализируем характеристики отдельных звеньев, образующих объект регулирования. Водяной клапан является безынерционным усилительным звеном ($K_{кл}$). Воздухонагреватель, помещение на частотах колебаний при работе регулятора и датчик температуры являются апериодическими звеньями первого порядка. Запаздывание в *ВН* будем учитывать при значительном удалении клапана от *ВН*, а точнее, при заметном значении отношения l/w. Воздуховод будем полагать коротким, а коэффициент передачи по данным рис. 3.13 — равным единице. В таких предположениях амплитудно-частотная характеристика объекта (АЧХ) определяется как произведение АЧХ всех существенных в данной задаче звеньев

$$A(\omega)_о = A(\omega)_{кл} A(\omega)_{вн} A(\omega)_{пом} A(\omega)_д \approx$$

$$\approx K_{кл} K_{вн} K_{пом} / \left(\sqrt{T_{вн}^2\omega^2 + 1}\ \sqrt{T_{пом}^2\omega^2 + 1}\ \sqrt{T_д^2\omega^2 + 1}\right),$$

где индексы означают: о — объект; кл — клапан; вн — воздухонагреватель; пом — помещение; д — датчик (температуры).

По известным коэффициентам K_i и T_i отдельных звеньев можно определять АЧХ всего объекта. Однако каждая величина K_i и T_i в разных точках диапазона регулирования обычно не остается неизменной, а меняется, что меняет АЧХ всего объекта. Так как искомая АЧХ объекта требуется для выбора настроек автоматического регулятора, то этот выбор осложняется.

4.2. Экспериментальное определение характеристик объекта регулирования

При проектировании системы характеристики объекта регулирования обычно не определяют. Исключение составляют случаи, когда к объекту предъявляются повышенные требования по точности стабилизации параметра, что непосредственно связано с качеством выпускаемой продукции. После монтажа системы в процессе ее испытания и наладки становится возможным экспериментальное определение характеристик объекта регулирования, т. е. коэффициента передачи K_0, постоянной времени T_0 и запаздывания τ_0 при условии аппроксимации его звеном первого порядка с запаздыванием.

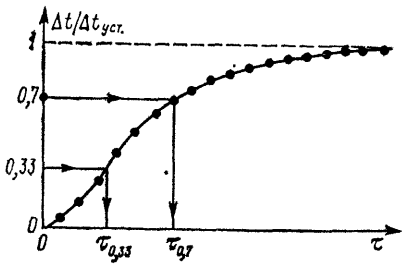


Рис. 4.2. График изменения температуры воздуха вблизи датчика в переходном процессе при мгновенном изменении положения регулирующего органа

Поясним методику такого эксперимента [17, 37]. Для этого рассмотрим контур, изображенный на рис. 4.1. Внесем возмущение как управляющее воздействие путем мгновенного изменения положения плунжера водяного клапана. При этом измерим температуру воздуха в месте установки датчика температуры в помещении (рис. 4.2) и по опытным точкам проведем кривую. Все изменение регулируемого параметра в переходном процессе принимают за единицу. Параметры объекта регулирования (без учета инерционности датчика температуры) определяют по формулам:

$$K_0 = \frac{t_к - t_н}{h_к - h_н}; \quad T_0 = 1{,}25\,(\tau_{0,7} - \tau_{0,33}); \quad \tau_0 = 0{,}5\,(3\tau_{0,33} - \tau_{0,7}),$$

где $h_н$, $h_к$ — относительное положение плунжера клапана в начальном и конечном положениях (в процентах от общего хода плунжера); $t_н$, $t_к$ — начальное и конечное установившееся значение температуры; $\tau_{0,33}$, $\tau_{0,7}$ — время, отсчитываемое от момента внесения возмущения, при котором относительное значение параметра (температуры) составляет 0,33 и 0,7 от максимального изменения температуры $(t_к - t_н)_{max}$.

Такой метод экспериментального определения характеристик объекта регулирования получил распространение на стадии испытания и наладки систем автоматического регулирования. Погрешность

может возникать в том случае, когда не учитываемая в опыте инерционность датчика оказывается существенной, если последний установлен в малоподвижном воздухе. Кроме того, проведение эксперимента не всегда разрешает технологический процесс.

4.3. Снижение порядка системы дифференциальных уравнений, описывающих объект регулирования

При наличии нескольких сложных звеньев, образующих объект регулирования, порядок системы дифференциальных уравнений, описывающих переходный процесс, оказывается достаточно высоким. Это является серьезным препятствием для выбора настроек автоматического регулятора, который основан на том, что объект приближенно описывается апериодическим звеном первого порядка с запаздыванием (K_0, T_0, τ_0). Для снижения порядка системы существует ряд методов, различных по сложности и точности результата. Опишем кратко один из возможных, предложенных специалистами из ЧССР Шаламоном и Стрейцем [23] и отличающийся простотой и точностью (порядка 5 % по амплитудно-частотной характеристике).

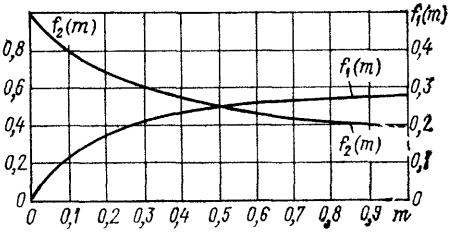


Рис. 4.3. График для определения величин $f_1(m)$ и $f_2(m)$ при аппроксимации двух последовательных звеньев одним апериодическим звеном первого порядка с запаздыванием

Пусть в объекте имеется два последовательных звена, одно из которых характеризуется коэффициентами K_1, T_1 и τ_1, а другое — K_2 и T_2. Это соответствует системе дифференциальных уравнений второго порядка. Снизим порядок этой системы до первого и заменим два последовательных звена одним — K_0, T_0 и τ_0. Коэффициент передачи определяется умножением соответствующих коэффициентов передачи звеньев: $K_0 = K_1K_2$. Для определения характеристик переходного процесса (T_0 и τ_0) предварительно найдем отношение меньшей из величин T_1 и T_2 к большей

$$m = \min(T_1;\ T_2)/\max(T_1;\ T_2).$$

По известному параметру m и кривым $f_1(m)$ и $f_2(m)$ на рис. 4.3 находят искомые функции f_1 и f_2. Это следует делать в нескольких точках диапазона регулирования. Запаздывание в объекте из двух звеньев находят так:

$$\tau_0 = \tau_1 + \max(T_1;\ T_2)\, f_1(m)/f_2(m),$$

а постоянную времени объекта

$$T_0 = \tau_0/[f_1(m) + \tau_1 f_2(m)/\max(T_1;\ T_2)].$$

Поясним методику аппроксимации объекта примером.

Пример 4.1. Аппроксимировать объект стабилизации температуры воздуха помещения в точке, соответствующей расчетному режиму, звеном первого порядка с запаздыванием. В объект входят следующие звенья: водяной клапан при расчетном расходе теплоносителя—горячей воды $G_w = 1900$ кг/ч; однорядный воздухонагреватель при $L_в = 40$ тыс м^3/ч; $K_{в.\,расч} = 0{,}10$; $K_{w\,расч} = 0{,}73$; $t_{wн} = 60$ °С; $t_н = 10$ °С; $w_{w\,расч} = 0{,}36$ м/с; приточный изолированный воздуховод $l = 50$ м; $w_в = 8$ м/с; помещение с определяющим размером $l_У = 0{,}7$ м; кратностью воздухообмена Кр $= 10$ ч$^{-1}$; $\alpha_в = 5$ Вт/(м^2·°С), $K_{огр} = 0{,}5$; $M_{огр} = \alpha_в/(0{,}34 l_У$ Кр) $= 5/(0{,}34 \cdot 0{,}7 \cdot 10) = 2{,}1$, датчик температуры ТСП (по своей динамической характеристике относится к объекту) для снижения инерционности установлен в вытяжном отверстии, где скорость воздуха $w_в = 5$ м/с.

Проанализируем свойства отдельных звеньев, образующих объект регулирования, и вычислим их статические и динамические характеристики. Водяной клапан является безынерционным (усилительным) звеном, которое является линейным при выборе линейного плунжера. Коэффициент передачи $K_{кл} = G_{w\,max}/100 = 1900/100 = 19$ (кг/ч)/%. Воздухонагреватель будем рассматривать как апериодическое звено первого порядка; запаздывание при управлении расходом воды отсутствует. Для вычисления коэффициента передачи найдем приращение величин $K_в$ и K_w на линии зависимости $K_w = f(K_в, \bar{G}_в, n)$ приложения 2 [14]. При том же расходе воздуха $K_{в2} = 0{,}12$, тогда $K_{w2} = 0{,}60$; изменение конечной температуры воздуха будет равно $\Delta t_к = (K_{в2} - K_{в.\,расч})(t_{wн} - t_н) = (0{,}12 - 0{,}10)(60 - 10) = 1$ °С. Изменение расхода теплоносителя — горячей воды — равно: $\Delta G_w = c_{рв} \rho_в L_в \times (K_{в2}/K_{w2} - K_{в.\,расч}/K_{w\,расч})/c_w = 1 \cdot 1{,}2 \cdot 40\,000\,(0{,}12/0{,}60 - 0{,}10/0{,}73)/4{,}19 = 720$ кг/ч; коэффициент передачи воздухонагревателя при управляющем воздействии — расходе воды $K_{вн} = \Delta t_к\,\Delta G_w = 1/720 = 0{,}0014$ °С/(кг/ч). Постоянная времени воздухонагревателя определяется по формуле (3.2) или, что проще, оценивается по графику рис. 3.6 при скорости воды $w_{w\,расч} = 0{,}36$ м/с и составляет около $T_{вн} = 0{,}015$ ч. Воздуховод при длине $l = 50$ м и скорости $w_в = 8$ м/с в первом приближении можно не учитывать Например, по графику рис. 3.13 коэффициент передачи воздуховода близок к единице ($K_{вд} = 0{,}97$). Транспортное запаздывание в воздуховоде тоже пренебрежимо мало ($\tau_о = l/w_в = 50/8 \approx 6$ с). Помещение в условиях замкнутой САР и высокочастотных колебаний (по сравнению с временем, при котором $Fo = a\tau/h^2 = 0{,}2$) можно рассматривать как апериодическое звено первого порядка. Коэффициент передачи помещения по каналу «температура приточного воздуха — температура воздуха в помещении» равен: $K_{пом} = 1 + M(1 - K_{огр})^{-1} = [1 + 2{,}1(1 - 0{,}5)]^{-1} = 0{,}5$. Постоянная времени обратно пропорциональна кратности воздухообмена: $T_{пом} = 1/Кр = 1/10 = 0{,}1$ ч$^{-1}$. Учтем транспортное запаздывание по трассе от притока до вытяжки величиной $\tau_{пом} = 0{,}005$ ч. Постоянная времени датчика ТСП при скорости воздуха $w_в = 5$ м/с может быть оценена величиной $T_д = 20$ с $= 0{,}005$ ч.

Первоначально определим коэффициент передачи объекта как произведение коэффициентов передачи всех звеньев

$$K_о = K_{кл} K_{вн} K_{вд} K_{пом} = 19 \cdot 0{,}0014 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}5 = 0{,}013\ °С/\%.$$

Аппроксимируем динамические характеристики двух звеньев, заменив их одним. Рассмотрим воздухонагреватель ($T_{вн} = 0{,}015$ ч) и помещение ($T_{пом} = 0{,}1$ ч; $\tau_{пом} = 0{,}005$ ч). Вычислим отношение меньшей постоянной времени к большей: $m = T_{вн}/T_{пом} = 0{,}015/0{,}1 = 0{,}15$. По графику рис. 4.3 при $m = 0{,}15$ находим $f_1(m) = 0{,}15$ и $f_2(m) = 0{,}75$. Вычисляем запаздывание $\tau_о = 0{,}005 + 0{,}1 \cdot 0{,}15/0{,}75 = 0{,}025$ ч и постоянную времени $T_о = 0{,}025/(0{,}15 + 0{,}005 \cdot 0{,}75/0{,}1) = 0{,}13$ ч. Сравнивая результирующую постоянную времени $T_о = 0{,}13$ ч с постоянной времени датчика, установленного в воздуховоде ($T_д = 0{,}005$ ч), делаем вывод, что последней можно пренебречь. Так, $m = 0{,}005/0{,}13 \approx 0{,}04$.

В результате объект регулирования можно аппроксимировать апериодическим звеном первого порядка с запаздыванием: $K_о = 0{,}013$ °С/%; $T_о = 0{,}13$ ч; $\tau_о = 0.025$ ч.

По такой методике путем несложных преобразований можно найти аппроксимирующие характеристики объекта. На практике в объект регулирования может входить более двух апериодических

звеньев. Последовательность аппроксимации в этом случае сохраняется: сначала два последовательных звена заменяются одним эквивалентным, которое рассматривается потом совместно с третьим и т. д.

4.4. Определение колебаний параметров в системе с двухпозиционным регулятором

Позиционные системы регулирования получили широкое распространение в технике автоматизации систем кондиционирования воздуха. Такой закон регулирования применяется в автономных кондиционерах, а также для создания в помещении динамического температурного режима и в системах, создающих малые отклонения регулируемого параметра. Регулятор называют P_c, что значит релейный с постоянной скоростью перемещения исполнительного механизма (буква *с* означает const).

Пусть будут известны характеристики объекта управления, зона неоднозначности P_c-регулятора и расход среды G_{max}, изменяющей параметр. Тогда можно вычислить такие параметры системы, как полупериоды колебаний, их частоту и амплитуду. Пусть объект регулирования аппроксимирован звеном первого порядка с запаздыванием (характеристики объекта — K_o, T_o, τ_o). Инженерная методика такой аппроксимации и пример изложены в п. 4.3. Пусть величина управляющего воздействия G_{max} в обоих полупериодах и условия теплообмена на границах одинаковы. Это допущение справедливо при одинаковых условиях вентилирования объекта. Для простоты решения будем полагать, что зона неоднозначности P_c-регулятора мала по сравнению с фактическими (требуемыми) амплитудами колебания параметра. В этом случае по данным [13] колебания параметра (например, температуры) в объекте характеризуются такими величинами:

полупериоды включения-выключения

$$\tau_1 = \tau_2 = \tau_o + T_o \ln [2 - \exp(-\tau_o/T_o)];$$

максимальные отклонения температуры (от средней)

$$\Delta t_1 = \Delta t_2 = K_o G_{max} [1 - \exp(-\tau_o/T_o)].$$

Для конкретных вычислений единица измерения величины G_{max} должна быть определена с учетом единицы измерения коэффициента передачи объекта K_o.

4.5. Выбор типа переходного процесса с учетом характеристик объекта кондиционирования

При наличии колебаний в системе регулирования и для большинства объектов (кроме микроскопических деталей) справедливо соотношение $4\pi^2 T^2 \tau_п^2 \gg 1$ (иначе $T/\tau_п > 0{,}3$). Из уравнения (2.7) отклонение температуры детали пропорционально произведению амплитуды отклонения на его период. Эта зависимость позволяет подойти к выбору типа переходного процесса в САР. В рассмотренном

случае можно рекомендовать процесс с минимальной интегральной ошибкой за время регулирования $\tau_р \int_0^{\tau_р} t^2 d\tau = \min$.

Так как рассмотренное условие $T/\tau_п > 0{,}3$ характерно для большинства технологических объектов, то данный тип переходного процесса можно считать основным. В комфортных системах для теплового комфорта допустимы бóльшие отклонения на меньшее время, и наоборот, поэтому такой же тип переходного процесса можно рекомендовать и для комфортных систем. Для очень мелких деталей с определяющим размером меньше миллиметра период переходного процесса безразличен, а следует ограничивать амплитуду колебаний параметра.

4.6. Определение перерасходов электроэнергии и теплоты в неуправляемых аппаратах систем

Объем применения средств регулирования регламентируется нормами проектирования систем вентиляции и кондиционирования СНиП II-33—75. В системах малой производительности объем автоматизации сокращается. При этом, видимо, учитывают тот ограниченный эффект сокращения технологических показателей, который характерен для систем малой производительности. Представление об условиях применения средств регулирования можно получить на основании расчета приведенных затрат по системе при автоматическом регулировании параметров и без него. В частности, при производительности системы менее 10 тыс. м^3/ч автоматическое регулирование теплопроизводительности калориферных установок не требуется. Процессы в оросительной камере часто остаются неуправляемыми.

В системе автоматического регулирования неуправляемый аппарат имеет постоянную характеристику — коэффициент эффективности процесса. В то же время для поддержания того или иного параметра требуется целенаправленно его изменять с учетом параметров наружного воздуха, нагрузок объекта, решений по управлению и других условий и ограничений.

Оценим перерасходы технологического показателя — годового расхода теплоты в неуправляемом воздухонагревателе. Пусть в системе вентиляции нагревание воздуха требуется в области наружного климата при $t_{нар} < t_{пр}$. Средняя температура наружного воздуха в режиме нагревания $t_{нар.\,ср} = \sum t_{нар\,i} n_i / \sum n_i$. В неуправляемом Вн при постоянных расходах воздуха и теплоносителя коэффициент эффективности процесса постоянный, а конечное состояние при средней температуре $t_{нар.\,ср}$ обозначим K_2. В управляемом Вн конечное состояние обозначим K_1.

Конечная температура $t_{к2}$ в неуправляемом Вн равна

$$t_{к2} = t_{нар.\,ср} + K_{в.\,р}\,[t_{wн0} - (a_2 + 1) t_{нар.\,ср}],$$

где $K_{в.\,р}$ — расчетный коэффициент эффективности процесса нагревания; $t_{wн0}$ — температура горячей воды при $t_{нар} = 0$ °С; a_2 —

отношение приращения температур горячей воды и наружного воздуха.

Годовой перерасход теплоты в неуправляемом воздухонагревателе по сравнению с управляемым пропорционален разности температур ($t_{к2} - t_{к1}$), расходу наружного воздуха $L_{нар}$ и продолжительности режима нагревания (млн. кДж/год):

$$\Delta Q_{т.\,год} = \{t_{нар.\,ср} - t_{к1} + K_{в.\,р}[t_{ωн0} - (a_2 + 1)\,t_{нар.\,ср}]\}\,c_{рв}\rho_{в}L_{нар}n \cdot 10^{-6}. \quad (4.1)$$

Оценим с помощью конкретного расчета, насколько существенные перерасходы теплоты возникают при отказе от автоматического регулирования температуры в помещении.

Пример 4.2. Определить годовой перерасход теплоты в системе вентиляции с неуправляемым воздухонагревателем по сравнению с управляемым, поддерживающим круглосуточно $t_{к1} = 8$ °С при таких данных: $L_{нар} = 10$ тыс. м³/ч; $t_{нар.\,пер} = 3$ °С; $t_{нар.\,ср} = -4$ °С; $n = 230$ сут; $t_{нар.\,расч} = -25$ °С; $t_{ωн.\,расч} = 130$ °С; $a_2 = \Delta t_{ωн}/\Delta t_{нар} = (130 - 70)/[3 - (-25)] = 2{,}15$; $t_{ωн0} = 70 + 3 \cdot 2{,}15 = 76{,}5$ °С; $K_{в.\,р} = [8 - (-25)]/[130 - (-25)] = 0{,}21$.

Определим годовой перерасход теплоты по формуле (4.1) $\Delta Q_{т.\,год} = \{(-4) - 8 + 0{,}21\,[76{,}5 - (2{,}15 + 1)\,(-4)]\}1{\cdot}1\,2 \cdot 10^4 \cdot 230 \cdot 24 \cdot 10^{-6} = 445$ млн. кДж/год. При стоимости 1 млн. кДж теплоты около 3 руб. стоимость перерасходуемой теплоты около 1,5 тыс. руб. ежегодно. Очевидно, что установка регулятора температуры и исполнительного механизма эффективна и окупилась бы многократно в течение нормативного срока.

Другим резервом, практически не используемым для сокращения затрат электроэнергии в системах вентиляции относительно малой производительности, является автоматическое управление производительностью приточных и вытяжных вентиляторов простейшим методом — дросселированием потока. Более эффективные и более дорогие устройства управления (даже направляющие аппараты) пока, к сожалению, к вентиляторам не комплектуются. Для изменения производительности на магистральном участке сети устанавливают дроссельный клапан с исполнительным механизмом, а в объекте — регулятор. Автоматическое управление производительностью окажется экономически эффективным, если сокращение годового расхода электроэнергии окупит отчисления от капитальных затрат на регулятор и регулирующий орган:

$$c'_э\,(N_{расч} - N_{ср})\,n - (E_н + 0{,}18)\,K_{рег} > 0,$$

где $N_{расч}$, $N_{ср}$ — мощность, потребляемая электродвигателями приточного и вытяжного вентиляторов при расчетной и средней за режим работы системы производительности; $c'_э$ — стоимость 1 кВт·ч электроэнергии; n — годовая продолжительность работы системы, ч/год; $E_н$ — нормативный отраслевой коэффициент экономической эффективности, $E_н = 0{,}15$ (1/год); 0,18 — отчисления от капитальных затрат (амортизационные, ремонт и пр.); $K_{рег}$ — капитальные затраты на автоматический регулятор.

Аналогичный подход применим при решении задачи управления производительностью насоса оросительной камеры. Относительную мощность $\bar{N}$ для вентиляторов Ц4-76 можно определить в зависимости

от быстроходности при дросселировании сети по приближенной зависимости

$$\overline{N} = \overline{Lp}/(1000\eta_{уст}) = [24{,}3L/(d_к^3 n_к)][3000p/(d_к^2 n_к^2)][1/(1000\eta_{уст})] \approx 1{,}5\overline{L}^{0{,}25}.$$

Если известны диаметр колеса $d_к$ (м) и частота вращения колеса $n_к$ (об/мин), то легко вычислить относительную и абсолютную мощность $\overline{N}$, N в любом режиме. Характер зависимости $\overline{N} = f(\overline{L})$ показывает, что мощность с уменьшением производительности падает.

4.7. Определение граничных параметров наружного климата на входе в систему с протяженным подземным каналом

Граничные (максимальные и минимальные) параметры будем рассматривать на примере температуры наружного воздуха. Реальные колебания температуры наружного воздуха не упорядочены. Изменение температуры в течение года можно представить рядом гармоник с амплитудами и начальными фазами на разных частотах. Колебания температуры наружного воздуха обусловлены множеством процессов. Их теория не настолько разработана, чтобы на ее основе можно было бы вычислить спектр колебаний. Его можно определить эмпирическим путем с помощью обработки массового материала наблюдений. В качестве примера приведем результаты определения амплитуд колебаний на разных частотах, выполнение в ГГО им. А. И. Воейкова Ф. З. Лукиной (труды ГГО, вып. 250, 1968) для Иркутска и Ленинграда [7]. Несмотря на различие температурного комплекса в этих пунктах, в спектрах температурных колебаний много общего. Они имеют выраженные максимумы температур на частотах, соответствующих периоду «сутки» и «год». Так, годовая амплитуда имеет величину $A_{tн1} = 14 \div 17$ °С, а суточная $A_{tн2} = 4 \div 6$ °С, что корреспондируется с данными норм проектирования СНиП II-33—75, где приведены удвоенные амплитуды. В разложении годового хода температуры имеется 15—20 гармоник с амплитудой 2—3 °С и разными начальными фазами. Их максимумы не совпадают во времени. Например, для Ленинграда сумма всех амплитуд составляет около 45 °С, в то время как наибольшее отклонение от средней за год составляет около 30 °С.

Колебания температуры наружного воздуха уменьшаются по амплитуде и сдвигаются по фазе, проходя через протяженный подземный канал. В результате уменьшения амплитуд колебаний и сдвига фаз разных гармоник спектр температурных колебаний непосредственно на входе в узел тепловлажностной обработки воздуха (установка кондиционирования, приточная вентиляционная камера) существенно меняется: амплитуды высокочастотных колебаний существенно уменьшаются, а низкочастотные колебания уменьшаются по амплитуде в меньшей степени.

Граничная (максимальная, минимальная) температура наружного воздуха на входе в систему с протяженным подземным каналом может быть определена так:

$$t_{нар\ max\ (min)} = t_{нар.\ ср.\ год} \pm |\sum A(\omega_i) A_{tнi} \cos(\omega_i \tau + \varphi_i + \varepsilon_i)|_{max}, \quad (4.2)$$

где $t_{\text{нар. ср. год}}$ — среднегодовая температура наружного воздуха, относительно которой рассматривается спектр колебаний температур с разными частотами ω_i, амплитудами $A_{t_{\text{н}}i}$ и начальными фазами φ_i; $A(\omega)_i$ — амплитудная характеристика подземного канала как звена САР на частоте ω_i; ε_i — фазовый сдвиг амплитуд колебаний на частоте ω_i.

Основным препятствием расчета по формуле (4.2) является отсутствие данных о начальных фазах колебаний температуры наружного воздуха по тем пунктам и исходному климатологическому материалу, к которым относят спектр и амплитуды колебаний [7]. В результате движения наружного воздуха по подземному каналу температурная граница климата трансформируется (рис. 4.4). Это явление может существенно изменять режимы работы систем и их технико-экономические показатели, на что обращено внимание А. А. Рымкевичем [26] в задаче поиска резервов и путей совершенствования решений и показателей систем. Может изменяться влагосодержание наружного воздуха при его движении по подземному каналу. Это произойдет в том случае, если на каком-либо участке температура стенки канала будет ниже температуры точки росы воздуха. Возможно и вторичное испарение сконденсировавшейся влаги, если последняя не будет специально удаляться. В итоге граница области наружного климата трансформируется некоторым образом, как это показано на рис. 4.4.

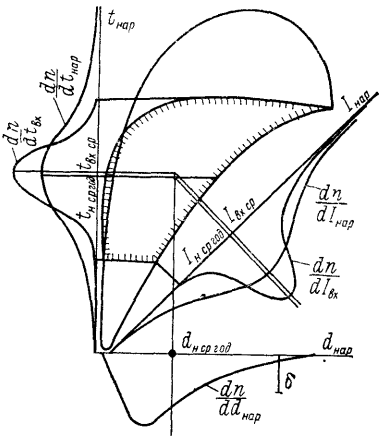


Рис. 4.4. Преобразование одномерных распределений параметров наружного воздуха и I—d-комплекса на входе в систему после подземного воздухозаборного канала (n — повторяемость, ч/год)

4.8. Определение плотности распределения температуры и влагосодержания воздуха на входе в систему с протяженным подземным каналом

Плотность распределения температуры наружного воздуха может быть приближенно описана композиционным законом (2.16).

Рассмотрим, как преобразуется плотность распределения температуры на входе в систему с протяженным подземным каналом. В теории автоматического регулирования рассматривается прохождение случайной величины через звено системы. Важно оценить, каким является канал как звено по статической и динамической характеристикам. В рассматриваемом диапазоне изменения температуры, влагосодержания и атмосферного давления коэффициент передачи можно полагать постоянным (линейное звено). Динамическую характеристику канала будем оценивать в сравнении с динами-

ческими характеристиками входного воздействия — изменения температуры воздуха. Наименьший период колебания температуры наружного воздуха — сутки. Если инерционность переходного процесса в канале на порядок меньше суток, то в данной задаче канал можно рассматривать как усилительное безынерционное звено.

Инерционность изменения температуры воздуха в подземном канале можно оценивать, анализируя изменение температуры его поверхности. Постоянная времени поверхности по данным [21] входит в комплекс M, равный при постоянной времени $M = a\alpha_в^2 T/\lambda^2 \approx 1{,}5$, откуда постоянная времени $T \approx 1{,}5\lambda^2/a\alpha_в^2$. Если рассматривать суглинок в качестве грунта ($\lambda = 1{,}5$ Вт/(м·°С), $a = 2{,}4 \cdot 10^{-3}$ м²/ч) при скорости воздуха $w_в = 8$ м/с и диаметре канала $d = 2$ м, коэффициенте теплоотдачи $\alpha_в = 15{,}5$ Вт/(м²·°С), то постоянная времени в этом случае $T = 6$ ч. Сравнивая постоянную времени канала с периодом «самых быстрых» колебаний температуры наружного воздуха ($\tau_п = 24$ ч), сделаем вывод, что канал в первом приближении можно считать безынерционным звеном.

В этих допущениях функция распределения температуры воздуха на входе в систему после протяженного канала

$$F_{t\,вх}(x) = P\{t_{вх} < x\} = P\{K_t t_{нар} < x\} = \\ = P\{t_{нар} < x/K\} = F_{t\,нар}(x/K), \qquad (4.3)$$

где P — вероятность события, что $t_{вх}$ будет меньше некоторой величины (x).

Из (4.3) следует, что аргумент $t_{вх}$ преобразуется в $t_{нар}/K$. Коэффициент передачи канала определяется по уравнению (3.21). Плотность распределения температуры на входе в систему

$$f_{t\,вх}(x) = \frac{dF_{t\,вх}(x)}{dx} = \frac{dF_{t\,нар}(x/K)}{Kd(x/K)} = \frac{1}{K} f_{t\,нар}(x/K) = \\ = \frac{1}{K(b-a)\sqrt{2\pi}} \int\limits_{(t-a)/\sigma}^{(t-b)/\sigma} \exp\left[-K^2 (t - t_{пар.\,ср})^2/(K\sigma)^2\right] d(t/\sigma).$$

Таким образом, плотность распределения температуры $t_{вх}$ по сравнению с плотностью распределения температуры наружного воздуха изменяется в K^{-1} раз, а все отклонения — в K раз. Происходящее преобразование плотности распределения температуры воздуха на входе в систему поясняет график рис. 4.4. Как видно, диапазон изменения температур на входе в систему сокращается по мере увеличения длины канала при изменении средней температуры.

Пример 4.3. Определить плотность распределения температуры воздуха на входе в систему после движения наружного воздуха по каналу в грунте при условиях примера 3.1, в котором коэффициент передачи канала равен $K = 0{,}8$. Географический пункт — Москва (56° с. ш., 38° в. д.).

По карте рис. 2.11 и известным географическим координатам Москвы интерполяцией находим: $a = -12{,}5$ °С; $b = 20{,}5$ °С; $\sigma = 7{,}2$ °С как параметры композиционного закона распределения температуры. Среднегодовая температура воздуха $t_{нар.\,ср.\,год} \approx (a + b)/2 = (-12{,}5 + 20{,}5)/2 = 4$ °С. Если принять среднегодовую температуру грунта $t_{гр.\,ср} = 8$ °С на отметке оси канала ($h = 2$ м), то среднегодовая температура воздуха на входе в систему $t_{вх.\,ср.\,год} = t_{нар.\,ср.\,год} + (1 -$

$— K)\,(t_{\text{гр. ср}} — t_{\text{нар. ср. год}}) = 4 + (1 — 0{,}8)\,(8 — 4) = 4{,}8$ °С. Параметры a, b и σ изменятся и составят: $b_{\text{вх}} — a_{\text{вх}} = K\,(b — a) = 0{,}8\,[20{,}5 — (—12{,}5)] = 26{,}4$ °С; $b_{\text{вх}} = t_{\text{вх. ср. год}} + 0{,}5\,(b_{\text{вх}} — a_{\text{вх}}) = 4{,}8 + 0{,}5 \cdot 26{,}4 = 18$ °С; $a_{\text{вх}} = t_{\text{вх. ср. год}} — 0{,}5\,(b_{\text{вх}} — a_{\text{вх}}) = 4{,}8 — 0{,}5 \cdot 26{,}4 = —8{,}4$ °С. Величина $\sigma_{\text{вх}}$, выражающая разность температур, на входе в систему равна $\sigma_{\text{вх}} = K\sigma = 0{,}8 \cdot 7{,}2 = 5{,}76$ °С. Таким образом, параметры распределения температуры, описываемого композиционным законом (2.16), на входе в систему после подземного воздухозаборного канала при коэффициенте передачи $K = 0{,}8$ равны: $t_{\text{вх. ср. год}} = 4{,}8$ °С; $b_{\text{вх}} = 18$ °С; $a_{\text{вх}} = —8{,}4$ °С; $\sigma_{\text{вх}} = 5{,}76$ °С.

Плотность распределения второго абсолютного, простого и независимого параметра — влагосодержания воздуха на входе — остается неизменной до тех пор, пока не происходит конденсации водяного пара на стенках канала. Плотность распределения влагосодержания наружного воздуха рассматривают логарифмически нормальной, т. е. нормально распределен натуральный логарифм влагосодержания

$$f_{\ln d\ \text{нар}}(x) = \exp\{[x — (\ln d)_{\text{нар. ср}}]^2/(2\sigma^2_{\ln d})\}/(\sigma_{\ln d}\sqrt{2\pi}).$$

Параметры распределения — логарифм математического ожидания (или логарифм среднегодового значения) $(\ln d)_{\text{нар. ср}}$ и среднеквадратическое отклонение $\sigma_{\ln d}$ для любого пункта Советского Союза можно найти по карте (см. рис. 2.13). По этим данным можно построить кривую плотности распределения влагосодержания наружного воздуха (см. рис. 4.4). Для решения вопроса о том, как такая кривая будет усечена справа при прохождении воздуха через подземный канал, требуется дополнительная информация. Требуется знать температуру стенки канала при высоких температурах наружного воздуха, а также особенности конструкции канала, влияющие на сорбцию влаги и ее удаление. В первом приближении, учитывая нежелательность присутствия влаги, будем полагать, что конденсат удаляется. При известной средней температуре стенки грунта при высоких наружных температурах можно построить плотность распределения влагосодержания на входе с учетом конденсации влаги (усечение распределения справа) (см. рис. 4.4). Левая ветвь кривой плотности влагосодержания воздуха на входе в систему и наружного воздуха будут одинаковы, так как испарением осадков (инея, тумана) пренебрегаем.

Пример 4.4. Определить плотность распределения влагосодержания воздуха на входе в систему после движения по каналу в грунте для условий Москвы (56° с. ш., 38° в. д.), если средняя температура поверхности канала при высоких температурах наружного воздуха на основании расчетов оказалась равной $t_{\text{пов. ср}} = 15$ °С. Считать, что сконденсировавшийся водяной пар из канала удаляется.

Предварительно определим параметры распределения влагосодержания наружного воздуха в годовой совокупности в Москве. По известным географическим координатам на карте рис. 2.13 ставится точка, в которой интерполяцией определяют: $(\ln d)_{\text{нар. ср}} = —5{,}52$; $\sigma_{\ln d} = 0{,}595$. При средней температуре точки росы ($t_{\text{росы}} = t_{\text{пов. ср}} = 15$ °С) по I—d-диаграмме определяют влагосодержание наружного воздуха $d_{\text{нар}} = 0{,}011$. По условиям примера при $d_{\text{нар}} > 0{,}011$ произойдет выпадение влаги из воздуха, а для кривой плотности распределения при $d_{\text{нар}} = 0{,}011$ вводится дельта-функция (см. рис. 4.4). Оценим продолжительность режима, когда будет происходить конденсация. Для этого предварительно вычислим $\ln d_{\text{нар}} =$

$= 2{,}3 \log d_{\text{пар}} = 2{,}3 \cdot \overline{2},042 = 2{,}3\,(-1{,}958) = -4{,}5$. Годовая продолжительность режима с конденсацией водяного пара в канале (ч/год)·

$$n = 8766 \left\{ 1 - \Phi \left[\frac{\ln d_{\text{нар}} - (\ln d)_{\text{нар.ср}}}{\sigma_{\ln d}} \right] \right\} = 8766 \left[1 - \Phi \left(\frac{-4{,}5 + 5{,}52}{0{,}595} \right) \right] =$$

$$= 8766\,[1 - \Phi\,(1{,}65)] = 8766\,(1 - 0{,}94) = 520 \text{ ч/год } (6\% \text{ времени}).$$

В течение этого периода влагосодержание воздуха на входе в систему можно приближенно полагать равным $d_{\text{нар}} = 0\,011$ В остальном плотность распределения влагосодержания на входе в систему будет одинакова с таковой для наружного воздуха. График плотности распределения строят при известных $(\ln d)_{\text{нар.ср}}$ и $\sigma_{\ln d}$, задаваясь несколькими значениями $d_{\text{нар}}$, вычисляя для них $\ln d_{\text{нар}}$ и табличные значения нормального распределения Φ от аргумента (в квадратных скобках)

4.9. Методика нормирования наружных расчетных параметров для систем кондиционирования воздуха и вентиляции

Наружные расчетные параметры (НРП) являются основой для определения расчетных холодо- и теплопроизводительности систем, типоразмера оборудования, они влияют на капитальные и эксплуатационные затраты, поэтому разработка обоснованной методики определения НРП имеет существенное экономическое значение. До последнего времени НРП находят исходя из достаточно произвольно выбираемой обеспеченности, например 95 %, 97,5 % или 100 % годового времени. Такой принцип определения НРП вызвал ряд замечаний и предложений.

Охарактеризуем основные недостатки применяемой методики определения НРП. Прежде всего она не является аналитической, т. е. искомые параметры определяются без расчета, они нормируются для каждого географического пункта. Принципы определения НРП в теплый и холодный периоды года различаются. Методика не учитывает такие характеристики, как допустимые отклонения параметров в помещении, изменения параметров внешней среды, динамическую характеристику объекта, статические и динамические характеристики звеньев.

Для обоснования методики первоначально выберем те параметры состояния, которые следует нормировать. Это должны быть два простых и независимых параметра, для которых задано допустимое отклонение в помещении, динамическая характеристика объекта, статические и динамические характеристики всех звеньев системы. Таким требованиям удовлетворяют только температура и влагосодержание воздуха.

Рассматривая систему, отметим, что в ней управляющее воздействие в данной задаче исчерпано. Это значит, что при расчетных нагрузках и параметрах наружного воздуха, превышающих расчетные (летом) и ниже расчетных (зимой), нельзя увеличить расходы холода и теплоты. Функциональная схема такой системы показана на рис. 4.5. Здесь показаны возможные существенные звенья системы, одни из которых могут использоваться только в холодный период (воздухонагреватель), а другие — в теплый период (оросительная камера в политропных режимах работы).

Для обоснованного нормирования требуется знать допустимое статическое отклонение параметров: температуры $\Delta t_{в.\,доп}$ и влагосодержания $\Delta d_{р.\,доп}$. Кроме того, будем полагать известной основную динамическую характеристику непосредственного объекта кондиционирования и вентиляции: изделия, детали, сырья и т. п., его постоянную времени (см. п. 3.9). Анализ летней границы области наружного климата показал, что в характерных по температурно-влажностному комплексу районах Советского Союза (ГОСТ 16350 — 80 или рис. 2.14) одновременно максимальные температуры и влагосодержания наружного воздуха не наблюдаются. В этом случае расчетные температуру и влагосодержание наружного воздуха следует определять раздельно.

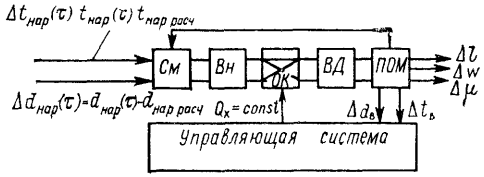


Рис. 4 5 Функциональная схема управляемой и управляющей системы в задаче обоснования методики нормирования наружных расчетных параметров (СМ — узел смешения; ОК — оросительная камера)

В дальнейшем изложении поясним методику нормирования на примере определения расчетных параметров в летний период года. Характерный график изменения наружной температуры в пиковых условиях показан на рис. 4.6. Температура постепенно повышается, изменяясь в течение суток периодически, приближаясь к максимальному значению. Последнее является случайной величиной и поэтому должно определяться по заданной обеспеченности. Периодическое изменение температуры, как показало разложение в гармонический ряд, хорошо описывается первой (основной) гармоникой. Изменение температуры наружного воздуха характеризуется средней величиной (называемой в климатологии трендом) и основной гармоникой с периодом $\tau_п = 24$ ч и круговой частотой $\omega_1 = 2\pi/24 = 0{,}26$ ч$^{-1}$.

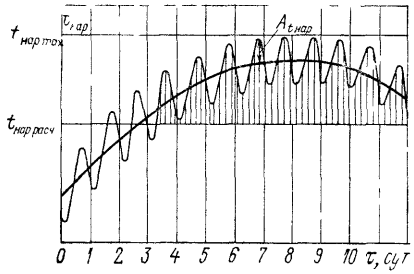


Рис 4 6 Характерный график изменения наружной температуры в летних пиковых условиях

Покажем на рис. 4.6 некоторое значение температуры наружного воздуха, принятое за расчетное. Превышение расчетного значения приведет к дополнительному, некомпенсируемому системой количеству теплоты, пропорциональному заштрихованной площади, и вследствие этого — к повышению температуры воздуха в помещении. В соответствии с физической стороной решаемой задачи общее отклонение температуры будет иметь два слагаемых соответственно двум составляющим кривой хода температуры наружного воздуха. Так как одно слагаемое относится к статическому отклонению, а другое — к отклонению в гармоническом процессе, то их действие

на объект кондиционирования неравнозначно, поэтому амплитуду колебаний следует перевести в эквивалентное для объекта статическое отклонение. Это реализуется зависимостью

$$\Delta t_{\text{в. доп}} = \Delta t_{\text{в. ст}} + A_{t\text{в}}/\sqrt{T_{\text{д}}^2\omega_1^2 + 1}, \qquad (4.4)$$

где $T_{\text{д}}$ — динамическая характеристика детали (изделия) как объекта кондиционирования; $\omega_1 = 0{,}26$ ч$^{-1}$ — круговая частота колебания температуры наружного воздуха.

Каждое из отклонений может быть выражено через параметры наружной температуры, статические и динамические характеристики звеньев системы, существенных в рассматриваемой задаче:

$$\Delta t_{\text{в. ст}} = \psi_{\phi t}\,[t_{\text{нар max}}(P) - A_{t\text{ нар}} - t_{\text{нар. расч}}] \sum_j \prod_i K_{ij}, \qquad (4.5)$$

$$A_{t\text{в}} = A_{t\text{ нар}} \sum_j \prod_j A(\omega_1)_{ij}, \qquad (4.6)$$

где $\psi_{\phi t}$ — коэффициент формы тренда наружной температуры, учитывающий площадь под трендом в долях от описанного четырехугольника, приближенно $\psi_{\phi t} = 0{,}3 \div 0{,}4$; K_{ij} — коэффициент передачи i-го звена по j-му каналу воздействия; $\sum$ — оператор суммирования; Π — оператор умножения; $A(\omega_1)_{ij}$ — амплитудная характеристика на частоте ω_1 i-го звена по j-му каналу. Каналы воздействия температуры наружного воздуха на температуру в объекте: через систему, через наружные ограждения (прозрачные и непрозрачные).

Если подставить значения отклонений температуры из уравнений (4.5) и (4.6) в исходное уравнение (4.4), то после преобразований получим уравнение для определения расчетной температуры наружного воздуха в теплый период года:

$$t_{\text{нар. расч}} = t_{\text{нар max}}(P) - A_{t\text{ нар}} \times$$
$$\times \left[1 - \sum_j \prod_{i_j} A(\omega_1)_{ij} \Big/ \left(\psi_{\phi t}\sqrt{T_{\text{д}}^2\omega_1^2 + 1} \sum_j \prod_i K_{ij}\right)\right] -$$
$$- \Delta t_{\text{в. доп}} \Big/ \left(\psi_{\phi t} \sum_j \prod_i K_{ij}\right).$$

Для всех существенных звеньев (кроме помещения) их динамическая характеристика такова, что при круговой частоте $\omega_1 = 0{,}26$ ч$^{-1}$ амплитудная характеристика близка или тождественно равна коэффициенту передачи звена, поэтому отношение комплексов $\sum_j \Pi_i A(\omega_1)_{ij}$ и $\sum_j \Pi_i K_{ij}$ можно принять равным единице, что существенно упрощает вычисление наружных расчетных параметров. С учетом этого положения наружная расчетная температура для системы в теплый период года может быть найдена по формуле

$$t_{\text{нар. расч}} = t_{\text{нар max}}(P) - A_{t\text{ нар}} \left[1 - 1\Big/\left(\psi_{\phi t}\sqrt{0{,}26^2 T_{\text{д}}^2 + 1} \times \right.\right.$$
$$\left.\left. \times \sqrt{(T_{\text{ном}} 0{,}26)^2 + 1}\right)\right] - \Delta t_{\text{в. доп}} \Big/ \left(\psi_{\phi t} \sum_j \prod_i K_{ij}\right). \qquad (4.7)$$

Поясним особенности расчетов по этой методике. Во-первых, предполагается, что температура и влагосодержание определяются

независимо. Это справедливо в случае, если по ГОСТ 16350—80 максимальные температура и влагосодержание наружного воздуха одновременно не наблюдаются — см. линию *1* как границу климата на рис. 4.7. Как показали анализ (см. рис. 2.14) для 19 городов, представляющих по ГОСТ 16350—80 характерные типы климата по температурно-влажностному комплексу, совпадение максимумов обоих параметров не наблюдается. Заметим, что в противном случае при границе климата по линии 2 совпадения максимумов температуры и влагосодержания наружного воздуха искомые параметры определяются значительно более сложно при совместном решении системы уравнений, которая здесь приводится без промежуточных выкладок:

$$t_{\text{нар расч}} = t_{\text{нар max}}(P) - A_{t\,\text{нар}} - \left[\Delta t_{\text{в. доп}} - A_{t\,\text{нар}} \sum_j \Pi_i A(\omega_1)_{ij} A(\omega_1)_{\text{д}} - (d_{\text{нар. max}} - d_{\text{нар расч}})\,\psi_{\phi d} \Pi K_{itd}\right] \Big/ \left(\psi_{\phi t} \sum_j \Pi_i K_{ij}\right).$$

$$d_{\text{нар. расч}} = d_{\text{нар max}}(P) - [\Delta d_{\text{в. доп}} - (t_{\text{нар max}} - A_{t\,\text{нар}} - t_{\text{нар. расч}})\,\psi_{\phi t} \Pi K_i - A_{t\,\text{нар}} \Pi A(\omega_1) A(\omega_1)_{\text{д}}].$$

Здесь учитывается взаимосвязь изменения температуры и влагосодержания при наличии в системе тепломассообменного аппарата. Во-вторых, среди различных звеньев, коэффициенты передачи которых учитывает формула (4.7), имеется камера смешения. Коэффициент передачи этого звена определяется возможным соотношением расходов $K_{\text{см}} = G_{\text{нар}}/(G_{\text{нар}} + G_{\text{р}})$. Величины, входящие в формулу, определяются неоднозначно. Например, в теплый период года и при $I_{\text{нар}} > I_{\text{р}}$ система КВ работает при минимальном расходе наружного воздуха, а при $I_{\text{нар}} < I_{\text{р}}$ — при максимальном. Соответственно существенно изменяется величина $K_{\text{см}}$. До определения параметров, расчетных для системы, неизвестно, какое из упомянутых неравенств будет справедливо, поэтому для систем с рециркуляцией расчетную наружную температуру и аналогично влагосодержание в общем случае нужно определять для максимальной температуры $t_{\text{нар max}}(P)$ (рис. 4.7) при $K_{\text{см min}}$ или при $t_{\text{нар}}(P)$ в точке A на границе наружного климата в месте пересечения с энтальпией $I_{\text{р}}$ при $K_{\text{см}} = 1$. Для вычисления расчетного влагосодержания наружного воздуха выбирают $d_{\text{нар max}}(P)$ при $K_{\text{см min}}$ или в точке B на пересечении энтальпии $I_{\text{р}}$ с линией насыщения при $K_{\text{см}} = 1$.

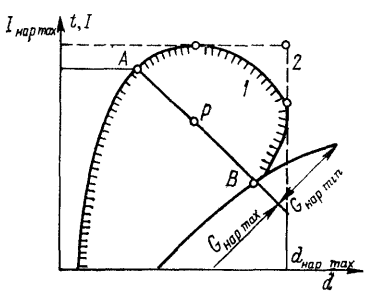


Рис. 4.7. Очертания верхней правой границы области температурно-влажностного комплекса с указанием точек, используемых при определении летних расчетных параметров:
P — рециркуляционный воздух

Рассмотрим, как определяется $K_{см}$ при определении расчетной температуры наружного воздуха в холодный период года. Здесь многое зависит от метода управления температурным режимом помещения. Если система работает на постоянном расходе воздуха, то в расчет входит минимальное значение $K_{см\,min}$. Если же она работает при переменном расходе воздуха (минимальный относительный расход $\bar{G}_{пр.\,min}$), то $K_{см} = G_{нар\,min}/\bar{G}_{пр\,min}$ ($G_{нар\,min} + G_{р\,max}$).

По формуле, аналогичной (4.7), определяют расчетную температуру наружного воздуха в холодный период года с той лишь разницей, что перед вторым и третьим слагаемым меняются знаки на противоположные. Расчетное влагосодержание наружного воздуха в теплый период года определяется аналогично температуре. Различие заключается в том, что при отсутствии инфильтрации с применением герметизации и подпора канал воздействия влагосодержания наружного воздуха на помещение остается один, а амплитудой колебания влагосодержания наружного воздуха можно пренебречь ввиду малости. Тогда

$$d_{нар.\,расч} = d_{нар\,max}(P) - \Delta d_{в.\,доп} \Big/ \left(\psi_{фd} \sum_i \Pi K_i\right).$$

Поясним методику определения наружных расчетных параметров на характерном примере.

Пример 4.5. Определить расчетные наружные параметры для системы, обеспечивающей поддержание температуры $t_в = 20$ °С и относительной влажности $\varphi_в = 50$ % ($I_в = 39$ кДж/кг) для цеха механической обработки шпиндельных групп в Москве. По данным технологов, при механической обработке длина детали $l = 1$ м; радиус $r = 0{,}05$ м; допустимое удлинение $\Delta l_{доп} = 7{,}8 \cdot 10^{-6}$ м; коэффициент линейного удлинения металла $\alpha_1 = 11 \cdot 10^{-6}$ °С$^{-1}$; теплоемкость металла $c = 0{,}46$ кДж/(кг·°С); плотность $\rho = 7800$ кг/м^3; коэффициент конвективного теплообмена на поверхности принять $\alpha_к = 8$ Вт/(м^2·С). Обеспеченность отклонений параметров принять с запасом $P = 1$, так как процент брака продукции из-за превышения отклонений параметров задан очень малым (0,05 %). Отклонение влажности принять по СНиП II-33—75 $\Delta\varphi_{в.\,доп} = 7$ %, чему соответствует $\Delta d_{р.\,доп} = 0{,}001$.

Вводя известный запас, принимаем $P = 1$, чему соответствует $t_{нар.абс.max} = 38$ °С; $t_{нар.\,абс.\,min} = -40$ °С; $A_{t\,нар.\,летн} = 5{,}3$ °С; $A_{t\,нар.\,зимн} = 0$ по СНиП II-33—75, $d_{нар.\,абс.\,max} = 0{,}0135$ [9]. Для сравнения при $P = 0{,}9993$ по ГОСТ 16350—80 средние экстремумы $t_{нар.\,ср.\,max} = 32°$ С, $t_{нар.\,ср.\,min} = -31$ °С. Таким образом, за счет свойств распределения экстремальных температур при изменении обеспеченности от $P = 1$ до $P = 0{,}9993$ температура изменяется на 6—9 °С. По климатологическим данным можно принять $\psi_{фt} = \psi_{фd} = 0{,}3 \div 0{,}4$. На пересечении энгальпии $I_р = I_в + c_р \Delta t_р = 39 + 1 \cdot 1 = 40$ кДж/кг с границей $t_{нар} - \varphi_{нар}$ комплекса находим $t_{нар1} = 28$ °С, а с линией насыщения $d_{нар2} = 0{,}009$. Расчетные тепловыделения в помещении кроме теплоты, поступающей в силу разности температур ($t_{нар.\,расч} - t_в$), $Q_{пом.\,расч} = 173$ кВт; расчетные влаговыделения $G_{вл.\,расч} = 8{,}3$ кг/ч. Из построения процесса ассимиляции теплоты и влаги в I—d-диаграмме $t_{пр} = 13$ °С, расчетный расход приточного воздуха $L_{пр} = 75$ тыс м^3/ч, минимальный относительный расход приточного воздуха $\bar{G}_{пр\,min} = 0{,}4$, минимальный расход наружного воздуха $L_{нар\,min} = 15$ тыс. м^3/ч.

Допустимое статическое отклонение температуры: для деталей $\Delta t_{в.\,доп} = \Delta l_{доп}/(l \cdot \alpha_1) = 7{,}8 \cdot 10^{-6}/(1 \cdot 11 \cdot 10^{-6}) = 0{,}7$ °С; для человека допустимое превышение $\Delta t_{в.\,доп} = t_{в.\,доп} - t_в = 28 - 20 = 8$ °С, допустимое понижение $\Delta t_{р.\,доп} = t_{в.\,доп} - t_в = 19 - 20 = -1$ °С. Динамическая характеристика детали как цилиндра — постоянная времени $T_д = c\rho r/(3{,}6 \cdot 2\alpha_к) = 0{,}46 \cdot 7800 \cdot 0{,}05/(3{,}6 \cdot 2 \cdot 8) = 3$ ч. Постоянная времени помещения $T_{пом} \approx T_{огр} = (c\rho\delta)_{ср}/(3{,}6\alpha_к) = 0{,}84 \cdot 1000 \times 0{,}15/(3{,}6 \cdot 4) = 8{,}7$ч.

Приведем приближенные значения (без вычислений) коэффициентов передачи элементов системы. Для помещения (60 × 36 × 6 м, $F_{нар} = 360$ м², $F_{вн} = 4320$ м², $L_{пр} = 75$ тыс. м³/ч) по каналу «приточный воздух—воздух помещения» $K_{t1} = 0{,}85$, по каналу «наружный воздух—воздух помещения» $K_{t2} = 0{,}01$. С учетом подпора в помещении $K_{d1} = 1$ и $K_{d2} = 0$. Для камеры орошения в адиабатном процессе $K_t = 0{,}4$, $K_d = 0{,}7$, в политропном эти величины зависят от $Q_x/G_в$. После предварительного расчета НРП при нескольких величинах $Q_x/G_в$ определяем их при $Q_x/G_в = 5$ кДж/кг, $K_t = 0{,}36$, $K_d = 0{,}65$. Для воздуховода ($L_{пр} = 21$ м³/с, $l = 100$ м; $w_в = 8$ м/с) $K_t = 0{,}91$, $K_d = 1{,}0$. Для воздухонагревателя $K_t = 0{,}4$. Для камеры смешения при $I_{нар} > I_р = 40$ кДж/кг $K_t = K_d = 15/75 = 0{,}2$; при $I_{нар} < 40$ кДж/кг $K_t = K_d = 1$, в зимних расчетных условиях при минимальной тепловой нагрузке и производительности системы $K_t = 15/(0{,}4 \cdot 74) = 0{,}5$.

Предварительный расчет показал, что с учетом изменения расхода наружного воздуха наибольшие значения НРП получаются, если принять $t_{нар\,1} = 28$ °С, $d_{нар\,9} = 0\,009$, $K_{см} = 1$:

$$t_{нар.\,расч.\,летн} = 28 - 5{,}3\left(1 - \frac{1}{0{,}3\sqrt{3^2 \cdot 0{,}26^2 + 1}\sqrt{8{,}7^2\ 0{,}26^2 + 1}}\right) - \frac{0{,}7}{0{,}3\,(0{,}36 \cdot 1{,}0 \cdot 0{,}91 \cdot 0{,}85 + 0{,}01)} = 20{,}5\ °С,$$

$$d_{нар.\,расч.\,летн} = 0{,}009 - 0{,}001/(0{,}8 \cdot 0{,}65) = 0{,}0071;$$

$$I_{нар.\,расч.\,летн} = 1 \cdot 20{,}5 + 2500 \cdot 0{,}0071 = 38{,}3\ кДж/кг\ (по\ СНиП\ II\text{-}33—75$$

$$I_{нар.\,расч.\,летн} = 54\ кДж/кг).$$

Ориентируясь на допустимое превышение температуры для человека $\Delta t_{в.\,доп} = 8$ °С и условие $T_0\omega_1 = 0$, получаем более низкую расчетную температуру; окончательно принимаем: $t_{нар.\,расч.\,летн} = 20{,}5$ °С; $d_{нар.\,расч.\,летн} = 0{,}0071$; $I_{нар.\,расч.\,летн} = 38.3$ кДж/кг. Расчетная холодопроизводительность при $I_{нар.\,расч.\,летн} = 38{,}3$ кДж/кг

$$Q_{х.\,расч} = \psi_{пот.\,Q}\,[Q_{пом.\,расч} + G_{вл.\,расч} i_п + L_{пр}\rho_в\,\Delta t_{пр} c_{рв} - G_{нар\,max}\,(I_р - I_{нар.\,расч.\,летн})] = 1{,}2\,[173 + 8{,}3 \cdot 2500/(3{,}6 \cdot 10^3) + 75\,000 \cdot 1{,}2 \cdot 2 \cdot 1/(3{,}6 \cdot 10^3) - 90\,000\,(40 - 38{,}3)/(3{,}6 \cdot 10^3)] = 224\ кВт.$$

Расчетная холодопроизводительность, вычисленная при $I_{нар.\,расч.\,летн} = 54$ кДж/кг, $Q_{х.\,расч} = 1{,}2[173 + 8{,}3 \cdot 2500/(3{,}6 \cdot 10^3) + 75\,000 \cdot 1{,}2 \cdot 2 \cdot 1/(3{,}6 \times 10^3) + 18\,000 \cdot (54 - 40)/(3{,}6 \cdot 10^3)] = 360$ кВт.

Таким образом, расчетная холодопроизводительность, вычисленная при НРП с учетом всех исходных данных проектируемой системы, снижается более чем на треть по сравнению с принимаемой при НРП по СНиП II-33—75.

Расчетная температура наружного воздуха в холодный период года с учетом технологических и гигиенических требований

$$t_{нар.\,расч.\,зимн} = -40 + 1{,}0/[0{,}8\,(0{,}4 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}4 \cdot 0{,}91 \cdot 0{,}85 + 0{,}01)] = -23\ °С.$$

Расчет дает результат с запасом, так как в нем учтен абсолютный минимум температуры.

Как показывают расчеты, летние и зимние НРП определяются как технологическими, так и гигиеническими требованиями ($\Delta t_{в.\,доп}$, $\Delta d_{в.\,доп}$, T_0) и только после вычислений можно определить, какое требование является наиболее жестким. При одно- и двухсменной работе объекта учитывают более высокие значения температур, амплитуду по сравнению с суточной уменьшают примерно в $\pi/8$ раз. На эту величину домножают $A_{t\,нар}$ в формуле (4.7).

В настоящее время центральные СКВ ежегодно выпускаются производительностью около 570 млн. м³/ч, чему соответствует расчетная холодопроизводительность примерно 10 млрд. кДж. Расчеты для условий текстильной, легкой, приборостроительной и других отраслей промышленности показали, что за счет обоснованного

выбора НРП расчетная холодопроизводительность может быть в ряде случаев обоснованно снижена на 20—40 %. Это позволит значительно уменьшить капиталовложения на новые холодильные мощности и снизить эксплуатационные затраты.

4.10. Методика определения расчетного значения тепловой нагрузки помещения на основе учета его статических и динамических характеристик

В соответствии с физическими закономерностями изменения тепловой нагрузки возможны такие варианты определения расчетного значения.

1. Расчетное значение постоянной тепловой нагрузки помещения. В этом случае воспользуемся зависимостью для статической характеристики помещения — его коэффициента передачи по каналу «температура воздуха в помещении — тепловая нагрузка»

$$K_{t_{\text{в}}Q\ \text{пом}} = \Delta t_{\text{в. доп}}/[(1 - \overline{Q}_{\text{р}})\, Q_{\max}] = \left(\sum k_i F_i + L_{\text{р}} c_{\text{рв}} \rho_{\text{в}}\right)^{-1}, \quad (4.8)$$

где $\Delta t_{\text{в. доп}}$ — допустимое превышение температуры воздуха в помещении; $\overline{Q}_{\text{р}}$ — относительное значение расчетной тепловой нагрузки (в долях от максимальной $Q_{\max}$); k_i, F_i — коэффициенты теплопередачи и площади всех ограждений помещения; $L_{\text{р}}$ — расчетная производительность системы.

После несложных преобразований из уравнения (4.8) можно выразить искомую расчетную тепловую нагрузку помещения

$$\overline{Q}_{\text{р}} = \frac{Q_{\text{р}}}{Q_{\max}} = \frac{1 - \Delta t_{\text{в. доп}} k_{\text{ср}}/(l_V q_{\max})}{1 + \Delta t_{\text{в. доп}}/(t_{\text{ух}} - t_{\text{пр}})},$$

где $k_{\text{ср}}$ — средний по площади коэффициент теплопередачи всех ограждений; l_V — определяющий геометрический размер помещения как отношение объема помещения к площади всех ограждений; $q_{\max}$ — удельные (на 1 м^3 объема помещения) выделения теплоты, соответствующие $Q_{\max}$.

Пример 4.6. В объекте в расчетных условиях тепловую нагрузку можно принимать фактически постоянной. В объекте задано: $\Delta t_{\text{р. доп}} = 0{,}5$ °С; $k_{\text{ср}} = 2$ Вт/(м^2·°С); $l_V = 2$ м; $q_{\max} = 30$ Вт/м^3 и $t_{\text{ух}} - t_{\text{пр}} = 8$ °С. В этих условиях расчетное относительное значение тепловой нагрузки равно

$$\overline{Q}_{\text{р}} = Q_{\text{р}}/Q_{\max} = [1 - 0{,}5 \cdot 2/(2 \cdot 30)]/(1 + 0{,}5/8) \approx 0{,}95.$$

В описанных условиях расчетная тепловая нагрузка может быть снижена по сравнению с максимальной на 5 %.

2. Расчетное значение случайной тепловой нагрузки [29]. Рассмотрим наиболее общий и характерный случай, когда в соответствии с центральной предельной теоремой теории вероятностей суммарная тепловая нагрузка как результат сложения теплоты, выделяемой множеством единичных источников (отдельных электродвигателей, осветительных приборов, технологического оборудования, людей), распределяется асимптотически нормально с параметрами $M(Q)$ и σ_Q.

Рассмотрим случайную величину $\Delta t_в$ превышения средней температурой заданного значения. Будем рассматривать безразмерный комплекс $\Delta t_в/(K_{tвQ}Q_{max})$ как отношение заданного отклонения температуры в помещении к коэффициенту передачи помещения по каналу «температура воздуха — тепловая нагрузка помещения» и к максимальной тепловой нагрузке помещения. Последняя, если не имеет ограничений физического характера, может рассматриваться как случайная величина и выбираться на основе заданной обеспеченности

$$Q_{max} = M(Q) + Z(P)\,\sigma_Q,$$

где $Z(P)$ — величина, определяемая по таблицам функции Лапласа в зависимости от обеспеченности P.

Будем полагать, что на частотах колебания тепловой нагрузки температура будет интегралом от нагрузки. В соответствии со случайным характером тепловой нагрузки используем аппарат теории вероятностей. Будем искать среднее отклонение температуры воздуха в помещении, возникающее при превышении нагрузкой ее искомого расчетного значения, и приравнивать это отклонение к заданному. Обозначим интегральную функцию распределения величины $\Delta t_в/(K_{tвQ}Q_{max})$ при аргументе x как $F_{\Delta t/KQ}(x)$, а производную от этой функции, называемую плотностью распределения, обозначим $f_{\Delta t/KQ}(x)$. Запишем выражение для функции распределения $F_{\Delta t,KQ}(x)$:

$$F_{\Delta t/KQ_{max}}(x) = P\left\{\max\left[\frac{Q_i - Q_p}{Q_{max}} > 0\right] < x\right\};$$

$$F_{\Delta t/KQ_{max}}(x) = \begin{cases} P\left[\frac{Q_i - Q_p}{Q_{max}} < x\right] P\left[\frac{Q_i - Q_p}{Q_{max}} > 0\right] + \\ 0 \end{cases}$$

$$+ P\left[\frac{Q_i - Q_p}{Q_{max}}\right] < 0 \quad \begin{array}{l} \text{при } x > 0; \\ \text{при } x < 0; \end{array}$$

$$F_{\Delta t/kQ_{max}}(x) = \begin{cases} F_{Q/Q_{max}}\left(x + \frac{Q_p}{Q_{max}}\right)\left[1 - F_{Q/Q_{max}}\left(\frac{Q_p}{Q_{max}}\right)\right] + \\ 0 \end{cases}$$

$$+ F_{Q/Q_{max}}\left(\frac{Q_p}{Q_{max}}\right) > 0 \quad \begin{array}{l} \text{при } x > 0; \\ \text{при } x < 0. \end{array}$$

Плотность распределения случайной величины

$$f_{\Delta t/kQ}(x) = \begin{cases} \left[1 - F_{Q/Q_{max}}\left(\frac{Q_p}{Q_{max}}\right)\right] f_{Q/Q_{max}}\left(x + \frac{Q_p}{Q_{max}}\right) + \\ 0 \\ + \delta(x)\left\{F_{Q/Q_{max}}\left(\frac{Q_p}{Q_{max}}\right)\left[1 - F_{Q/Q_{max}}\left(\frac{Q_p}{Q_{max}}\right)\right] + \right. \\ \left. + F_{Q/Q_{max}}\left(\frac{Q_p}{Q_{max}}\right)\right\} \end{cases} \begin{array}{l} \text{при } x > 0, \\ \text{при } x < 0 \end{array}$$

Среднее отклонение температуры воздуха в помещении в нормированном виде равно:

$$\frac{\Delta t_{в.\,ср}}{KQ_{max}} = \int_{-\infty}^{\infty} x f_{\Delta t/kQ}(x)\,dx =$$

$$- \int_{0}^{\infty} x\left[1 - F_{Q/Q_{max}}\left(\frac{Q_p}{Q_{max}}\right)\right] f_{Q/Q_{max}}\left(x + \frac{Q_p}{Q_{max}}\right) dx =$$

$$= \left[1 - F_{Q/Q_{max}}\left(\frac{Q_p}{Q_{max}}\right)\right] \int_{0}^{\infty} \left(x + \frac{Q_p}{Q_{max}} - \frac{Q_p}{Q_{max}}\right) f\left(x + \frac{Q_p}{Q_{max}}\right) dx =$$

$$= \left[1 - F_{Q/Q_{max}}\left(\frac{Q_p}{Q_{max}}\right)\right] \left\{ \int_{Q_p/Q_{max}}^{\infty} \left(x + \frac{Q_p}{Q_{max}}\right) f\left(x + \frac{Q_p}{Q_{max}}\right) d\left(x + \frac{Q_p}{Q_{max}}\right) - \right.$$

$$\left. - \frac{Q_p}{Q_{max}} \int_{Q_p/Q_{max}}^{\infty} f\left(x + \frac{Q_p}{Q_{max}}\right) d\left(x + \frac{Q_p}{Q_{max}}\right) \right\}.$$

После замены переменных и ряда стандартных преобразований получаем уравнение для определения искомой расчетной относительной величины тепловой нагрузки помещения

$$\frac{\Delta t_{в.\,ср}}{KQ_{max}} = \left[1 - \Phi\left(\frac{Q_p}{Q_{max}}\right)\right] \left\{ \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp\left[\frac{Q_p - M(Q)}{Q_{max}}\right] + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \frac{M(Q)}{Q_{max}} \left[1 - \Phi\left(\frac{Q_p - M(Q)}{Q_{max}}\right)\right] - \frac{Q_p}{Q_{max}} \left[1 - \Phi\left(\frac{Q_p}{Q_{max}}\right)\right] \right\} =$$

$$= \Delta t_{в.\,доп}\left(\frac{\overline{Q}_p}{\Delta t_p} + \frac{k_{ср}}{l_V q_{max}}\right). \qquad (4\,9)$$

Искомая величина $\overline{Q}_p = Q_p/Q_{max}$ выражена в неявном виде и входит как в собственном виде, так и в виде аргумента функции Лапласа и экспоненциальной функции. Решение уравнения (4.9) получено численным методом при разной вероятности P определения Q_{max} и в зависимости от комплекса $\Delta t_{в.\,доп} k_{ср}/(l_V q_{max})$ и арктангенса отношения $\Delta t_{в\ доп}/(t_{ух} - t_{пр})$. Для определения расчет-

ного значения тепловой нагрузки графоаналитическим методом предлагается номограмма, показанная на рис. 4.8. По исходным данным вычисляют комплекс $\Delta t_{\text{в. доп}} k_{\text{ср}}/(l_v q_{\max})$ и это значение откладывают на горизонтальной оси. После этого вычисляют отношение $\Delta t_{\text{в. доп}}/(t_{\text{ух}} - t_{\text{пр}})$ и угол $\alpha = \operatorname{arctg}[\Delta t_{\text{в. доп}}/(t_{\text{ух}} - t_{\text{пр}})]$. Из точки на горизонтальной оси проводят наклонную под углом α до пересечения с кривой при заданной вероятности. В точке пересечения находят относительное значение расчетной тепловой нагрузки $\bar{Q}_{\text{р}}$. Абсолютное значение расчетной тепловой нагрузки вычисляют по формуле

$$Q_{\text{р}} = \bar{Q}_{\text{р}}[M(Q) + Z(P)\sigma_Q], \qquad (4.10)$$

где величина $Z(P)$ определяется в зависимости от вероятности P. Например, при $P = 0{,}933$ $Z(P) = 1{,}5$ (кривая *1*); при $P = 0{,}977$ $Z(P) = 2{,}0$ (кривая *2*) и при $P = 0{,}994$ $Z(P) = 2{,}5$ (кривая *3*). Поясним описанную методику на примере.

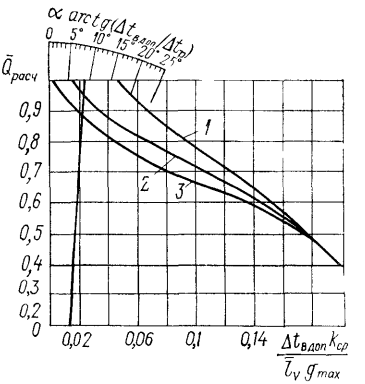


Рис. 4.8. Номограмма для определения расчетного относительного значения тепловой нагрузки помещения при ее стохастическом изменении

Пример 4.7. Тепловая нагрузка помещения как сумма теплоты многочисленных источников распределяется приблизительно нормально с параметрами $M(Q) = 100$ кВт, $\sigma_Q = 30$ кВт Остальные исходные данные принять из предыдущего примера и определить расчетное значение тепловой нагрузки помещения

Вычисляем комплекс $\Delta t_{\text{в. доп}} k_{\text{ср}}/(l_V q_{\max}) = 0.5 \cdot 2/(2 \cdot 30) = 0{,}0167$ и это число откладываем на горизонтальной оси Вычисляем отношение $\Delta t_{\text{в. доп}}/(t_{\text{ух}} - t_{\text{пр}}) = 0{,}5/8 = 0{,}0625$ и находим угол $\alpha = 3°\,40'$, соответствующий этому тангенсу Из точки с координатой 0,0167 проводим линию под углом $\alpha = 3°\,40'$ к вертикальной оси. На пересечении с кривыми на рис 4 8 находим $Q_{\text{р}}/Q_{\max} = 0{,}87$ при $P = 0{,}994$; $Z(P) = 2{,}5$ и $Q_{\text{р}}/Q_{\max} = 0{,}93$ при $P = 0{,}977$ и $Z(P) = 2{,}0$

Расчетная тепловая нагрузка по формуле (4.10) равна $Q_{\text{р}} = 0{,}87\,(100 + 2{,}5\,30) = 152$ кВт при $P = 0{,}994$, $Q_{\text{р}} = 0{,}93\,(100 + 2{,}0 \cdot 30) = 148$ кВт при $P = 0{,}977$.

В данном примере результаты при разной вероятности оказались близкими.

3. Расчетное значение периодической тепловой нагрузки. Тепловая нагрузка может периодически изменяться, например, за счет большой доли солнечной радиации или другой периодической составляющей. Этот случай описан в книге [31, 32].

4.11. Методика определения производительности системы, создающей динамический температурный режим в помещении

Известно, что в условиях монотонного труда полезной оказывается не стабилизация температуры, а наоборот, создание динамического температурного режима. Пусть колебания температуры в по-

мещении создаются периодическим изменением температуры приточного воздуха. В этом случае при реальных диапазонах изменения кратности воздухообмена Кр, определяющего размера помещения $l_V = V_{пом}/\sum F_{огр}$, геометрического размера ограждений амплитудная характеристика помещения при заданной частоте колебания записывается так [35]:

$$A(\omega)_t = A_{tв}/A_{t\,пр} = A_{tв}/(\bar{A}\,\Delta t_{пр}) = [1 + Кр^{-1}(K + T_{огр}^{-1})]^{-1}, \quad (4.11)$$

где $A_{t\,пр}$ — амплитуда колебаний температуры приточного воздуха; $\bar{A}$ — коэффициент, связывающий амплитуду первой гармоники с кривой изменения $t_{пр}(\tau)$, при прямоугольной форме $\bar{A} = 0{,}63$; K — комплекс величин, $K = \alpha_к F_{огр}/(c_{рв}\rho_в V_{пом})$; $\alpha_к$ — коэффициент конвективного теплообмена, осредненный по поверхностям; $T_{огр}$ — постоянная времени ограждения, $T_{огр} = \rho c\delta/\alpha_к$. При определении расхода воздуха неизвестен коэффициент теплообмена $\alpha_к$, зависящий от расхода воздуха.

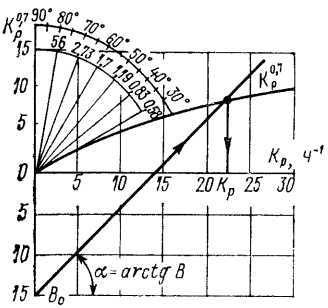


Рис. 4.9. Номограмма для графоаналитического определения расчетной кратности воздухообмена в помещениях, где создается динамический температурный режим

Уравнение тепловоздушного баланса помещения при периодическом изменении температур справедливо относительно средних за период температур

$$Q_{пом} = Кр\,V_{пом}c_{рв}\rho_в\,[t_{г.\,ср} - (t_{пр\,min} + 0{,}5\,\Delta t_{пр})].$$

Величина изменения температуры приточного воздуха определяется из (4.11).

Учтем приближенную зависимость коэффициента конвективного теплообмена от кратности воздухообмена и вида приточных струй, что определяет скорость движения воздуха у поверхностей ограждений. Искомая расчетная кратность воздухообмена определяется из решения трансцендентного уравнения вида:

$$B Кр - B_0 = Кр^m;$$

$$B = c_{рв}\rho_в l_V\,[(t_{г.\,ср} - t_{пр.\,min})/(0{,}8A_{tв}) - 1]/(4{,}19b);$$

$$B_0 = Q_{пом}/(1{,}16b \cdot 0{,}8A_{tв}\sum F_{огр}),$$

где $l_V = V_{пом}/\sum F_{огр}$ — характерный размер помещения. Показатель степени m может быть приближенно принят равным 0,7. Коэффициент b зависит от типа струй: для настильной $b = 2$, для отрывной $b = 1$.

Искомую кратность воздухообмена удобно определять графически по рис. 4.9.

Пример 4.8. Определим расчетную кратность воздухообмена и производительность системы при таких исходных данных: $V_{пом} = 2000$ м^3; $\sum F_{огр} = 1200$ м^2; $t_{в.\,ср} = 22$ °С; $\varphi_в = 50$ %; $t_{пр\,min} = 12$ °С; $I_{tв} = 1/(ч \cdot °С)$ по данным гигиенистов; $\tau_п = 3$ ч; $A_{tв} = 1$ °С; $Q_{пом} = 23$ кВт; $G_{в.л.\,пом} = 1$ кг/ч.

При подаче воздуха отрывными струями $b = 1$; $l_V = 2000/1200 = 1{,}67$; $B = 1 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}67\ [(22 - 12)/0{,}8 \cdot 1 - 1]/4{,}19 \cdot 1 = 5{,}5$; $\operatorname{arctg} B = 80°$; $B_0 = 23\,000/1{,}16 \times 1200 \cdot 0{,}8 \cdot 1 \cdot 1 = 20{,}8$. По графику рис. 4.9 искомая кратность $\text{Кр} = 2{,}5\ \text{ч}^{-1}$; $L_{\text{расч}} = 5000\ \text{м}^3/\text{ч}$.

Аналогично находим кратность воздухообмена при настильных струях: $b = 2$; $B = 2{,}75$; $\operatorname{arctg} B = 70\ °\text{C}$; $B_0 = 10{,}4$. Для этих условий по графику рис. 4.9 искомая кратность $\text{Кр} = 4\ \text{ч}^{-1}$.

4.12. Аналитическое определение времени предвключения системы

Рассмотрим объект с одно- или двухсменным режимом работы, когда заданные параметры в нерабочее время поддерживать не нужно, поэтому система может быть выключена из работы. Определим время, за которое нужно включить систему до начала работы объекта. Если в нерабочее время отсутствует тепловая (или влажностная) нагрузка, то соответственно не будет изменяться температура воздуха (или влагосодержание). В этом наиболее простом случае предвключение системы не требуется. В более общем случае в нерабочее время могут быть отдельные составляющие тепловой нагрузки: теплопотери или теплопоступления через наружные ограждения за счет разности температур и солнечной радиации. Покажем возможности аналитического определения времени предвключения системы при поступлениях теплоты в помещение в нерабочее время. Учтем только инерционность изменения температуры в помещении, другие элементы будем считать безынерционными.

Рассмотрим закономерность изменения температуры в нерабочее время при поступлении в помещение теплоты, выключении системы на время τ_1 и последующем предвключении системы на время τ_2. При выключении системы и выделении теплоты температура воздуха монотонно растет, после предвключения системы — падает. Общее время $\tau_1 + \tau_2$ соответствует нерабочему времени в объекте и обычно известно. Приравняем величины подъема температуры за время τ_1 и снижения температуры за время τ_2:

$$t_{\text{в1}} \Big|_0^{\tau_1} = t_{\text{в2}} \Big|_{\tau_1}^{\tau_1+\tau_2} \quad \text{или} \quad \int_0^{\tau_1} \frac{dt_{\text{в1}}}{d\tau}\, d\tau = \int_{\tau_1}^{\tau_1+\tau_2} \frac{dt_{\text{в2}}}{d\tau}\, d\tau. \qquad (4.12)$$

Скорость изменения температуры как подынтегральная функция выражения (4.12) может быть найдена из уравнения теплового баланса. В интервале времени до τ_1 при выключенной системе справедливо уравнение баланса теплоты:

$$dQ_{\text{выд}} - dQ_{\text{возд}} - dQ_{\text{огр}} = 0;$$

$$Q_{\text{выд}}\, d\tau - V_{\text{пом}} c_{\text{рв}} \rho_{\text{в}}\, dt_{\text{в1}} - 3{,}6\alpha_{\text{к}} F_{\text{огр}} (t_{\text{в1}} - t_{\text{в. пов 1}})\, d\tau = 0.$$

Введем безразмерные комплексы: теплонапряженность $q = Q_{\text{выд}}/V_{\text{пом}}$; характерный размер помещения $l_V = V_{\text{пом}}/F_{\text{огр}}$; кратность воздухообмена $\text{Кр} = L_{\text{пр}}/V_{\text{пом}}$. Коэффициент конвективного теплообмена на поверхности при свободном движении равен: $\alpha_{\text{к}} \approx$

$\approx 1{,}8\,(t_{в1} - t_{в.\,пов\,1})^{1/3}$. После подстановок запишем уравнение баланса теплоты в виде

$$q\,d\tau - 1{,}2\,dt_{в1} - 6{,}5\,(t_{в1} - t_{в.\,пов\,1})^{4/3}\,d\tau/l_V = 0. \qquad (4.13)$$

Вместо температуры поверхности в уравнение (4.13) можно подставить приближенное выражение: $t_{в.\,пов} = K_{пов} t_в\,[1 - \exp(-\tau/T_{пов})]$.

После включения системы в работу температура воздуха будет меняться (падать) в соответствии с уравнением:

$$dQ_{выд} - dQ_{возд} - dQ_{огр} - dQ_{вент} = 0; \text{ или}$$

$$q\,d\tau - 1{,}2\,dt_{в2} - 6{,}5\,\alpha_к\,(t_{в2} - t_{в.\,пов\,2})\,d\tau/l_V - 1{,}2Kp\,(t_{в2} - t_{пр})\,d\tau = 0.$$

Коэффициент конвективного теплообмена определяют с учетом наложения свободного и вынужденного движения на поверхностях ограждений. Учтем направление потоков теплоты при обоих видах движения. При вынужденном движении и настильных струях воздух у поверхностей будет двигаться преимущественно сверху вниз, а при отрывных струях, наоборот, снизу вверх. При наличии конвективных теплопоступлений воздух будет более нагрет, чем поверхности ограждений. Конкретный результат получают аналитическим или численным решением при всех известных параметрах, начальных и граничных условиях.

Глава 5

УПРАВЛЕНИЕ АППАРАТАМИ, НАГНЕТАТЕЛЯМИ И ОБЪЕКТАМИ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ВЕНТИЛЯЦИИ

Одна из задач практической автоматизации систем — обоснованный выбор способов управления каждым элементом систем. Для этого требуется обосновать, с каких позиций нужно оценивать способы управления и какие наиболее существенные ограничения накладывают на тот или иной способ. Эти вопросы пока не нашли достаточного отражения в литературе. Ниже описывается, какими способами можно поддержать заданные параметры состояния и состава воздуха, какие преимущества и недостатки они имеют. Рассматриваются возможности управления поверхностными и контактными аппаратами систем, особенности, которые имеет каждый способ управления; описываются способы управления производительностью вентиляторов. На основе этих данных выбирают способы управления при составлении функциональных схем автоматического регулирования.

5.1. Методы стабилизации параметров состояния и состава воздушной среды помещений

Рассмотрим известные соотношения, связывающие возможные регулируемые параметры состояния и состава воздушной среды помещения с возмущающими и управляющими воздействиями.

Для параметров термодинамического состояния воздуха:

$$t_в - t_{пр} - Q_{пом}/(c_{рв}k_t G_в) = 0; \quad (5.1)$$

$$d_в - d_{пр} - G_{вл.\,пом}/(k_d G_в) = 0; \quad (5.2)$$

для аэродинамического параметра — избыточного давления Δp (или разрежения) по отношению к атмосфере

$$\Delta p^{2/3} - \rho_в (L_{пр} - L_{выт}) R_{и.\,ост}/(F_{о\,т} \cdot 3600) = 0; \quad (5.3)$$

для концентрации вредного вещества в воздухе помещения как параметра его состава

$$C_в - C_{нар} - G_{вр}\rho_в (1 - \eta_{мо})/(k_c G_{нар}) = 0 \text{ при } C_в \leqslant C_{ПДК}, \quad (5.4)$$

где $Q_{пом}$, $G_{вл.\,пом}$, $G_{вр}$ — выделения теплоты, влаги и вредного вещества в помещении (виды нагрузки помещения); k_t, k_d, k_c — коэффициенты организации воздухообмена соответственно по температуре, влагосодержанию и концентрации вредного вещества, определяемые по соотношению разностей характерных параметров, например $k_t = (t_{ух} - t_{по})/(t_в - t_{пр})$; Δp — избыточное давление (подпор), зависящее от $w_{ветра}$ и $t_{нар}$; $L_{пр}$, $L_{выт}$ — часовой объем механического притока и вытяжки в помещении; $R_{и.\,ост}$, $F_{ост}$ — сопротивление воздухопроницанию остекления и его площадь; $w_{ветра}$ — скорость ветра; $t_{нар}$ — температура наружного воздуха; $\eta_{мо}$ — КПД местного отсоса как отношение количества удаляемого местным отсосом вредного вещества к количеству выделяемого; $C_в$, $C_{нар}$, $C_{ПДК}$ — концентрация вредного вещества в воздухе помещения, в наружном воздухе и предельно допустимая концентрация вредного вещества в воздухе помещения; индекс пр — относится к параметрам приточного воздуха.

Таким образом, в соответствии с известными положениями теории подаваемый в помещение приточный воздух ассимилирует тепловую и влажностную нагрузки помещения; разность механического притока и вытяжки обеспечивает необходимый подпор в помещении. Подача наружного воздуха решает ряд задач: обеспечение заданной концентрации вредного вещества в воздухе помещения; выполнение санитарной нормы наружного воздуха; компенсацию местных отсосов и обеспечение подпора (разрежения); рациональное использование термодинамического потенциала наружного воздуха.

Уравнения (5.1)—(5.4) описывают установившееся состояние в замкнутой системе регулирования. Структура уравнений (5.1), (5.2) и (5.4) идентична. Первым слагаемым является заданное значение регулируемого параметра, вторым — значение этого параметра на входе, а третьим — изменение параметра в процессе ассимиляции нагрузки воздухом. В соответствии с уравнениями (5.1), (5.2) для стабилизации заданного термодинамического состояния воздуха, т. е. двух простых и независимых параметров ($t_в$, $d_в$), можно использовать в общем случае три управляющих воздействия — $t_{пр}$, $d_{пр}$ и $G_в$. Особенности применения каждого определяются исходными условиями, ограничениями, накладываемыми на систему, и экономическими соображениями. Выбор того или иного управ-

ляющего воздействия зависит от диапазона изменения тепловой, влажностной и газовой нагрузок. Так как расход приточного воздуха входит в уравнения для обоих параметров термодинамического состояния, то изменение расхода влияет одновременно на оба параметра. Если в одном контуре, например контуре стабилизации температуры воздуха, расход воздуха является управляющим воздействием, то в другом контуре (стабилизации влагосодержания) расход воздуха становится еще одним возмущающим воздействием. Таким образом, при использовании переменного расхода воздуха контуры регулирования являются взаимосвязанными. Эта связь является односторонней, так как один контур влияет на другой, тогда как второй может не влиять на первый. Необходимый подпор в помещении как заданный аэродинамический параметр обеспечивается разностью механического притока и вытяжки. Если система в определенном режиме работает при максимуме наружного воздуха, то подпор обеспечивается введением нужного количества наружного воздуха и выбросом в атмосферу меньшего (или большего). В общем случае подпор по отношению к внешней среде должен быть переменным, так как зависит от переменных по направлению и скорости ветра и температуры наружного воздуха. Система автоматической стабилизации давления по отношению к внешней среде, учитывающая переменность воздействий, практически не применяется. Необходимый подпор обеспечивают постоянством разности $L_{пр} - L_{выт}$ вне зависимости от характера воздействий. При таком решении перерасходуют наружный воздух, что может влиять на расходы теплоты и холода.

Концентрация вредного вещества в виде пара или аэрозоля может стабилизироваться только одним управляющим воздействием — расходом наружного воздуха. Концентрация вредного вещества в наружном воздухе может быть нулевой, постоянной или переменной, но при всех вариантах неуправляемой. При изменении концентрации в атмосфере эта величина становится еще одним возмущающим воздействием.

В самом общем случае в помещении может быть переменной и независимой как тепловая и влажностная, так и газовая нагрузки помещения. Кроме того, изменяются внешние воздействия на помещение: температура воздуха и скорость ветра. В этих условиях требуется целенаправленно и независимо изменять расход приточного воздуха, один из двух термодинамических параметров ($t_{пр}$ или $d_{пг}$), заданную разность расходов $L_{пр} - L_{выг}$ и расход наружного воздуха. Если такие условия создаются в ряде помещений, обслуживаемых одной системой, то их обеспечение требует специальных решений и оборудования. Например, чтобы иметь возможность независимо управлять расходами наружного и приточного воздуха, в системе требуется предусматривать два кондиционера (или приточные камеры). Один кондиционер должен работать только на наружном воздухе, другой — только на рециркуляционном. Для подачи воздуха в каждое помещение из двух каналов требуются двухканальные смесители.

Анализ составляющих нагрузок разных видов показывает, что рассмотренный общий случай на практике встречается весьма редко. Чаще встречаются более простые сочетания видов нагрузки. Так, во многих кондиционируемых помещениях переменна тепловая нагрузка, влажностная нагрузка относительно постоянна, а газовая — требует некоторого минимального расхода наружного воздуха. В других объектах газовая нагрузка определяет общий воздухообмен (равный расходу наружного воздуха), а изменение газовой нагрузки позволяет изменять производительность системы.

В зависимости от способа стабилизации одного из двух заданных термодинамических параметров воздуха ($t_з$ или $d_з$) различают системы с постоянным или переменным расходом воздуха [31, 32],

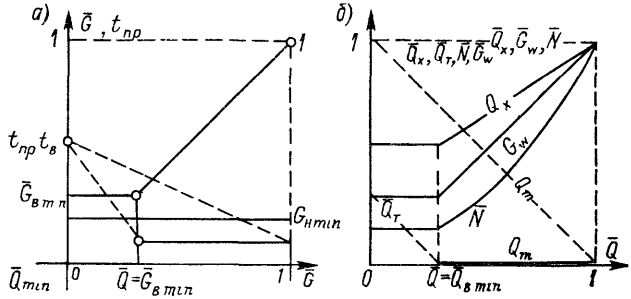


Рис 5 1 График, объясняющий взаимосвязь управляющих и возмущающих воздействий при стабилизации температуры в помещении (*а*), и зависимость мгновенных (часовых) расходов теплоты, холода, электроэнергии и воды при разных управляющих воздействиях (*б*)

а также смешанные системы. Рассмотрим принцип работы этих систем на примере системы стабилизации температуры воздуха в помещении при переменной тепловой нагрузке. Учтем, какие расходы теплоты, холода и электроэнергии возникают при разных управляющих воздействиях. График, объясняющий принцип стабилизации температуры, показан на рис. 5.1, *а*. Возмущающее воздействие — тепловая нагрузка помещения Q — измеряется в долях от расчетной $Q_{расч}$ и в относительном виде $\bar{Q} = Q/Q_{расч}$ откладывается на рис. 5.1 на горизонтальной оси. Возможные управляющие воздействия: относительный расход приточного воздуха $\bar{G}_в = G_в/G_{в.\,расч}$ и температуру приточного воздуха откладывают на вертикальной оси. Пусть тепловая нагрузка имеет значение меньше расчетного, т. е. $\bar{Q} < 1$. В соответствии с уравнением (5.1) управляющее воздействие должно быть пропорциональным возмущающему. Например, изменение температуры приточного воздуха отражает линия $t_{пр} = f(\bar{Q})$. Она проходит через точку $t_{пр} = t_в$ при нулевой нагрузке ($\bar{Q} = 0$). Это значит, что при отсутствии тепловой нагрузки помещения температура приточного воздуха равна температуре воздуха в помещении. При отрицательной тепловой нагрузке помещения температура приточного воздуха выше, чем $t_в$.

Рассмотрим случай, когда управляющее воздействие — расход приточного воздуха (сплошные линии на рис. 5.1). Расход удаляемого воздуха тоже изменяют с учетом расхода приточного воздуха и ряда требований. Линия зависимости $\bar{G}_{\text{в}} = f(\bar{Q})$ есть прямая, соединяющая точку *1* ($\bar{Q} = 1$; $\bar{G}_{\text{в}} = 1$) с началом координат. Однако изменение расхода приточного воздуха ограничено некоторой величиной $G_{\text{в min}}$. Среди факторов, определяющих минимальный расход $G_{\text{в min}}$, есть такие, как минимальный расход наружного воздуха, ограничение системы воздухораспределения, ограничение по изменению параметров в помещении и ряд других. Все они специально систематизированы в книгах [31, 32]. В силу ограничений при $\bar{Q} < \bar{G}_{\text{в min}}$ расход приточного воздуха не меняют, а оставляют постоянным. Управляющим воздействием становится температура приточного воздуха (штриховые линии на рис. 5.1). Таким образом, система управления становится смешанной, с двумя последовательными управляющими воздействиями: расходом и температурой приточного воздуха.

Рассмотрим, как зависят мгновенные расходы теплоты, холода, электроэнергии и воды от вида управляющего воздействия. Эти зависимости поясняет рис. 5.1, *б*. Пусть в системе стабилизации температуры при снижении тепловой нагрузки по сравнению с расчетной повышается температура приточного воздуха. Очевидно, для этого потребуется дополнительная теплота на нагревание воздуха в режимах, где по термодинамическому состоянию наружного воздуха нагревание не требуется. Дополнительный расход теплоты оказывается тем бо́льшим, чем сильнее снижается нагрузка помещения. Расход холода (если он требуется), расход влаги на увлажнение воздуха, расход электроэнергии на привод вентиляторов и насоса остаются постоянными, независимо от величины нагрузки помещения $\bar{Q}$ (штриховые линии $\bar{Q}_{\text{т}}$, $\bar{Q}_{\text{х}}$, $\bar{G}_{w}$, $\bar{N}$ на рис. 5.1, *б*).

Рассмотрим случай, когда в системе стабилизации при снижении тепловой нагрузки снижают расход приточного и удаляемого воздуха и расход воды, подаваемой насосом в оросительную камеру. При таком способе управления теплота на второй подогрев не потребуется вплоть до $\bar{Q} \geqslant \bar{G}_{\text{в min}}$. Расход холода будет снижаться при уменьшении $\bar{Q}$, линейно будет уменьшаться расход влаги $\bar{G}_{\text{вл}}$. Расход электроэнергии $\bar{N}$ на привод вентиляторов и насоса будет снижаться нелинейно. Если группа вентиляторов одной системы управляется последовательным отключением, то относительная мощность изменяется ступенчато. Расходы $\bar{Q}_{\text{т}}$, $\bar{Q}_{\text{х}}$, $\bar{G}_{w}$ и $\bar{N}$ в зависимости от нагрузки $\bar{Q}$ показаны на рис. 5.1, *б*.

В результате проведенного анализа становятся очевидны основные преимущества систем переменного расхода. При более подробном рассмотрении вопроса оказывается [31, 32], что изменяются не только мгновенные и годовые расходы, но в некоторых случаях и расчетные расходы. Например, может резко сокращаться расчетный расход теплоты на нагревание, так как при максимальном коэф-

фициенте эффективности процесса расход нагреваемого воздуха оказывается минимальным. Могут сокращаться капитальные затраты на отдельные элементы, а также на всю систему. Например, при несовпадении максимумов тепловой нагрузки (за счет солнечной радиации) в разных помещениях, обслуживаемых одной системой, удается «перебрасывать» воздух из помещения в помещение и поэтому обоснованно снижать расчетную тепловую нагрузку всех помещений (не сумма максимумов, а максимум суммы).

Функциональные схемы стабилизации температуры в помещении показаны на рис. 5.2 и 1.2. При использовании температуры приточного воздуха как управляющего воздействия в однозональной системе устанавливают воздухонагреватель второго подогрева, а в многозональной системе — местные (зональные) воздухонагреватели. При использовании расходов приточного и удаляемого воздуха как управляющего воздействия в однозональной системе изменяют производительность вентиляторов (см. рис. 1.2), а в многозональной — воздушными клапанами изменяют расходы приточного и удаляемого воздуха в зонах (рис. 5.2). Эти расходы могут быть равны, если не требуется подпор и нет местных отсосов и утечек. В системах постоянной производительности требуется стабилизация давления теплоносителя — воды в подающем и обратном трубопроводах, а в многозональных системах переменной производительности — стабилизация давления в приточном и вытяжном воздуховодах (рис. 5.2). Это устраняет перераспределение расходов и давлений в сетях, которое зависит от соотношения $\Delta p_{маг}/p_{вент}$, числа ответвлений. Здесь $\Delta p_{маг}$ — сопротивление магистрального участка. Различие отношений $\Delta p_{маг}/p_{вент}$ в приточной и вытяжной сетях требует раздельной стабилизации давления [31, 32].

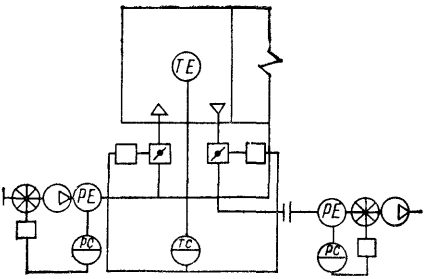


Рис. 5.2. Функциональная схема стабилизации температуры в многозональной системе переменного расхода

При использовании переменного расхода воздуха как управляющего воздействия изменяются некоторые методы проектирования систем, расчета отдельных процессов и методы регулирования [32]. Самое главное, что в систему «вносится» переменный расход воздуха, влияющий на все элементы систем. Изменяются представления о расчетных условиях для некоторых элементов. Расход воздуха является не только управляющим воздействием в одном контуре, но и возмущающим воздействием в другом контуре. Требуется пересматривать некоторые методы управления оборудованием в системах переменного расхода. Постоянство расхода наружного воздуха в таких системах можно обеспечить специальными мерами. Может потребоваться синхронизация управлением расходами воды и воздуха. Переменность расхода воздуха может приближать опасность аварийных ситуаций (замерзания теплоносителя в воздухонагрева-

теле первого подогрева). Исходя из экономических соображений и учитывая возможные ограничения, с помощью переменного расхода воздуха следует управлять тем параметром состояния воздуха, нагрузка для которого изменяется сильнее. Во многих случаях тепловая нагрузка изменяется сильнее влажностной, поэтому с помощью расхода воздуха полезно стабилизировать температуру воздуха в помещении.

Переменность газовой нагрузки характерна для многих вентилируемых объектов. Стабилизация концентрации вредного вещества в воздухе применяется на практике весьма редко. Обычно количество наружного воздуха, подаваемого в помещение, не изменяют при любом уровне выделения вредности. Такое решение приводит к перерасходам теплоты, холода и электроэнергии. Необходимость стабилизации концентрации путем управления расходами наружного воздуха рассматривается в работах И. Н. Паутиной. Схема управления во многом идентична показанной на рис. 5.2, с той разницей, что вместо первичных преобразователей и регуляторов температуры применяют датчики и регуляторы концентрации, а вместо расхода приточного воздуха управляют расходом наружного воздуха.

5.2. Методы управления поверхностными аппаратами

Поверхностные тепломассообменные аппараты (воздухонагреватели Вн и воздухоохладители Во) в системах кондиционирования и вентиляции получили широкое распространение. Задача управления связана с целенаправленным изменением коэффициента эффективности процесса $K_в$ и одного из параметров конечного состояния воздуха на примере процесса нагревания или условного сухого охлаждения по уравнению для единичного теплообменника поверхностью F и коэффициентом теплопередачи k

$$K_в = \frac{t_к - t_н}{t_{wн} - t_н} = \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2}\frac{G_в c_{pв}}{G_w c_w} + \frac{G_в c_{pв}}{kF}\right)^{-1}. \qquad (5.5)$$

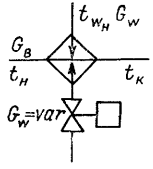
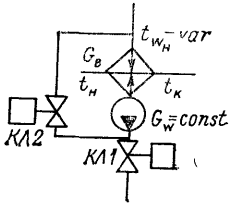
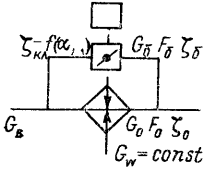
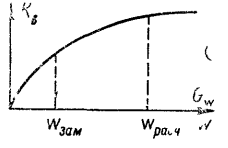
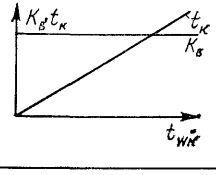
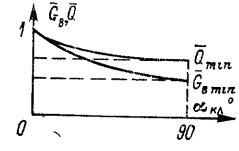
Регулируемый параметр ($t_к$) и одно из управляющих воздействий ($t_{wн}$) входят в левую часть уравнения (5.5), а другие управляющие воздействия (G_w, $G_в$) — в правую. Разделение температур и расходов сред является существенным преимуществом основного уравнения, позволяющего решать ряд основополагающих задач.

Для характеристики и сравнительной оценки различных методов управления аппаратами в табл. 5.1 приведены основные требования. Учитывая эти требования, предъявляемые к способам управления поверхностными аппаратами, рассмотрим последовательно эти способы, оценим их особенности и область применения [10].

Управление расходом теплоносителя в аппарате является наиболее распространенным способом управления воздухонагревателем в отечественной практике. Обычно его принимают, не учитывая всего комплекса требований к способу управления, а ориентируясь только на то, что можно охарактеризовать термином «простота»,

Таблица 5.1

Сравнительные технические характеристики способов управления поверхностных аппаратов Вн (Во)

Показатель	Схема I	Схема II	Схема III
Схема управления			
Регулировочная характеристика			
Изменение коэффициента эффективности процесса $K_в$ без опасности замерзания теплоносителя	$K_в = 0 - K_{в\,max}$ с проверкой опасности замерзания (ω_w зам, $t_{wк}$) при $t_{нар} < 0$ °С	$K_в = 0 - K_{в\,max}$, при постоянной скорости (расходе) теплоносителя нет опасности замерзания	Минимальный $K_{в\,min} = 0$ $K_{в\,min} = \dfrac{1}{\dfrac{1}{2}+\dfrac{1}{2}\dfrac{\bar{G}_{o\,min}G_р c_{рв}}{2G_w c_w}+\dfrac{\bar{G}_{o\,min}G_в c_{рв}}{kF}}$, где $\bar{G}_{o\,min}=[1+F_б\sqrt{\zeta_o/(\zeta_б+\zeta_{кл.\,o})}F_o]^{-1}$; индекс б — байпас, о — основной канал, $G_{o\,min}$ зависит от ζ_o (рядности)

Продолжение табл. 5.1

Показатель	Схема I	Схема II	Схема III
Нарушение аэродинамических течений через теплообменник	Нет	Нет	Нет
Регулировочная характеристика	Линейная при правильном выборе диаметра клапана и типа плунжера	Линейная	Нелинейная
Динамическая характеристика	Переменная	Постоянная	Переменная
Влияние способа управления на выбор теплообменника	Не влияет	Упрощает, «снимает» запас поверхности, позволяет рассчитать малые нагревы	«Снимает» запас поверхности
Возможность трансформаций одной схемы в другую	Невозможна	При закрытии клапана *Кл2* трансформируется в схему I	Невозможна
Условия выбора регулирующего клапана	Обычные по характеристике регулируемого участка	Клапаны стоят на участках без заметных сопротивлений, выбор упрощается	Клапан на байпасе не выбирается, а комплектуется

который по существу ничто конкретно не означает. Схема управления теплообменника расходом воды показана в табл. 5.1. Для управления расходом воды требуется устанавливать один клапан, а для управления температурой воды при постоянном расходе требуется два проходных клапана или один смесительный. Первоначально рассмотрим регулировочную характеристику, т. е. зависимость выходной величины (регулируемого параметра) $t_к$ или коэффициента эффективности процесса $K_в$ от управляющего воздействия — расхода тепло- или хладоносителя G_w. Учитывая влияние обвязок, рядности, числа базовых теплообменников, наличие байпаса на зависимость $K_в = f(G_w)$, ее можно построить только на основе данных справочника [14], определяя по величине $K_{вi}K_{wi}$ и соответствующий расход тепло-, хладоносителя G_{wi} в нескольких точках диапазона регулирования. Регулировочная характеристика зависит от расхода воздуха $G_в$. Ее отличает криволинейность: при малых расходах и скоростях воды конечное состояние $t_к$ и коэффициент эффективности меняется сильно, а при больших скоростях происходит так называемое «насыщение» регулировочной характеристики. Оно объясняется слабым влиянием уменьшающегося отношения $G_в c_{pв}/(G_u c_u)$ на величину $K_в$, а также слабой зависимостью коэффициента теплопередачи аппарата от скорости воды в трубках при скоростях больше 0,5 м/с.

Криволинейность регулировочной характеристики предопределяет переменность коэффициента передачи, пропорционального тангенсу угла наклона касательной в разных точках регулировочной характеристики к оси расхода воды G_w. Это влияние является нежелательным, так как затрудняет выбор настроек регулятора с учетом всего диапазона регулирования, поэтому в ряде случаев обращают внимание на выбор типа плунжера клапана, что позволяет «исправить» регулировочную характеристику и обеспечить условие $K_{вн}$, $K_{кл} \approx$ const, т. е. примерное постоянство произведения коэффициентов передачи воздухонагревателя и водяного клапана.

На регулировочную характеристику теплообменника — воздухонагревателя — накладывается ограничение. При температурах наружного воздуха ниже нуля и минимальном коэффициенте эффективности процесса (из возможных) скорость воды в трубках должна быть не менее 0,2 м/с. Это снижает опасность замерзания теплоносителя в рабочем режиме. Положительная балансовая температура воздуха перед воздухонагревателем не гарантирует от замерзания, так как в кондиционерах и приточных вентиляционных камерах не происходит хорошее перемешивание потоков и сохраняется заметное расслоение температур. Исходя из этого, основным ограничением применения управления расходом воды является возможность (опасность) замерзания воды в трубках при малых скоростях воды и отрицательной температуре наружного воздуха.

Данный способ управления имеет и другие особенности. Постоянная времени аппарата, характеризующая инерционность переходного теплового процесса, оказывается сильно зависящей от переменной скорости воды в трубках (см. рис. 3.6). Это влияет на дина-

мическую характеристику всего объекта и осложняет выбор настроек регулятора. Данный способ управления не оказывает влияния на расчет процесса и не может быть трансформирован ни к какому другому. Единственный регулирующий орган (водяной клапан) выбирают по правилам, описанным в п. 6.3, а тип характеристики плунжера — с учетом криволинейности регулировочной характеристики аппарата во всем диапазоне регулирования.

Выделим область исходных данных, когда применимо управление расходом воды. Для этого необходимо, чтобы при отрицательной температуре наружного воздуха и минимальных из возможных $K_в$ и $G_в$ скорость воды в трубках была не меньше 0,2 м/с. Если это условие не будет выполнено, то применение данного способа управления приведет к работе защиты от замерзания, что в рабочем режиме (а не в аварийном) недопустимо. Так как величина нагрева воздуха сильно зависит от соотношения расходов воздуха $G_{нар}/G_{пр}$, то данный метод можно использовать при большом нагреве, т. е. прямоточных системах и при достаточно высокой $I_к$ ($t_к$).

Пример 5.1. Выбрать способ управления воздухонагревателем прямоточной системы постоянной производительности $L_{в.\,расч} = 31$ тыс. м³/ч (кондиционер КТЦ-31,5) при конечной энтальпии нагреваемого воздуха $I_к = 21$ кДж/кг Воздухонагреватель — двухрядный. без байпаса. При $t_{нар} = -1°$ С и $\varphi_{нар} = 1$ температура теплоносителя (горячей воды) $t_{wн} = 84$ °С, а конечная температура $t_к$ воздуха из построений в I—d-диаграмме при заданном $I_к$ $t_к = 12$ °С.

Для выбранных условий проверки опасности замерзания ($t_{нар} = -1°$ С, $\varphi_{нар} = 1$) коэффициент эффективности процесса окажется наименьшим и равным $K_{в.зам} = [12 - (-1)]/[84 - (-1)] = 0{,}153$. По приложению 2 справочника [14] при $K_в = 0{,}153$, $\bar{G}_в = 1$ и $n = 2$ находим $K_w = 0{,}76$; расход воды $G_w = c_{pв}\rho_в L_в K_в/(c_w K_w) = 1 \cdot 1{,}2 \cdot 31\,000 \cdot 0{,}153/(4{,}19 \cdot 0{,}76) = 1800$ кг/ч; скорость воды в трубках $w_w = G_w/(3600 \cdot 10^3 f_{ж.\,с}\, w) = 1800/(3600 \cdot 10^3 \cdot 0{,}00293) = 0{,}17$ м/с. Температура воды после аппарата: $t_{wк} = t_{wн} - c_{pв}\rho_в L_в\,(t_к - t_н)/(c_w G_w) = 84 - 1 \times 1{,}2 \cdot 31\,000[12 - (-1)]/(4{,}19 \cdot 1800) = 20$ °С. Результаты определения скорости воды в трубках ($w_w = 0{,}17$ м/с) показывают, что режим движения будет близок к ламинарному, а скорость воды у стенок трубки близка к нулю. что свидетельствует о реальной опасности замерзания. Проанализируем сочетания температуры наружного воздуха ($t_{нар} = -1°$ С) и температуры теплоносителя после аппарата ($t_{wк} = 20$ °С). Эти величины оказались меньшими, чем те, на которые обычно настраивают терморегуляторы в схеме защиты от замерзания ($t_{нар} = 3$ °С; $t_{wк} = 25°$). При таких результатах расчета и принятых настройках регуляторов можно сделать вывод, что будет срабатывать защита от замерзания, а это в рабочее время недопустимо. Исходя из результатов расчета процесса нагревания в условиях, опасных по замерзанию, и анализа этих результатов, делаем вывод о том, что управление расходом воды неприменимо и в этих условиях нужно использовать другой способ управления.

Управление температурой тепло-, хладоносителя перед аппаратом объясняет функциональная схема в табл. 5.1. Переменная температура воды перед аппаратом при постоянном расходе воды через него достигается синфазным управлением двумя водяными клапанами. Иногда применяют варианты управления одним клапаном, что приводит к некоторому изменению расхода воды через аппарат. Это объясняется тем, что на одном из двух параллельных участков коэффициент сопротивления постоянный, а на другом — переменный. Для перекачки рециркуляционной воды из обратной линии

в подающую устанавливают насос. Он может быть индивидуальным для каждого теплообменника или общим для группы теплообменников систем, работающих в близком режиме (по сменности, использованию наружного воздуха и другим условиям).

Регулировочная характеристика теплообменника при управлении начальной температурой воды и неизменном расходе воздуха приведена в табл. 5.1. Коэффициент эффективности процесса при постоянных расходах сред оказывается постоянным, а конечная температура воздуха — линейной функцией от температуры воды на входе в аппарат, поэтому коэффициент передачи аппарата при таком способе управления — постоянный, при этом желательна установка клапана с линейной характеристикой плунжера. Что касается динамической характеристики — постоянной времени, то она при неизменном расходе воздуха через аппарат строго постоянна, а при переменном расходе воздуха меняется незначительно. Расход тепло-, хладоносителя, забираемый от внешнего источника, тот же, что и в предыдущей схеме при одинаковых исходных условиях. Скорость в трубках принимается по тем или иным условиям, например по условиям предотвращения замерзания теплоносителя выбирают $w_w = 0{,}3 \div 0{,}5$ м/с. По выбранной скорости и живому сечению трубок с учетом обвязок теплообменников по воде легко определяется расчетный расход воды через аппарат и подбирается насос. Его давление не имеет принципиального значения. Изложенные особенности выбора элементов схемы и скорости воды в трубках гарантируют от замерзания воды, по крайней мере в рабочее время. В такой схеме неопасно повышение температуры теплоносителя — горячей воды — выше графика. При неработающей системе опасность замерзания и необходимость защиты зависят от наличия или отсутствия зазора между плунжером в закрытом положении и седлом клапана. Если, например, зазора и протечки воды через закрытый клапан нет, то потребуется установка защиты для нерабочего времени. Во многих случаях даже расчетный коэффициент эффективности процесса оказывается мал (меньше 0,1). В этих условиях, как принято было говорить, «поверхность аппарата подбирали с большим запасом». Это означало, что температура охлажденной воды была значительно ниже выбранной. В данной схеме «снимается» запас поверхности, так как регулятор сам «находит» нужную температуру воды перед аппаратом, устанавливая в соответствующее положение оба синфазно управляемых клапана. Каждый из клапанов установлен на участке без заметных гидравлических сопротивлений, что упрощает выбор сечения клапана. Данная схема может быть трансформирована в предыдущую, если закрыть и отключить от управления клапан *2*.

Рассмотрим особенности выбора сечений водяных клапанов как регулирующих органов системы автоматического регулирования. Для этого изобразим схему и эпюру распределения давлений в трубопроводах при управлении переменной температурой воды перед аппаратом (рис. 5.3). Пусть эти клапаны, управляемые оппозитно, находятся в некотором промежуточном положении. Наклонные линии

на эпюре давлений учитывают падение давления за счет трения в трубопроводах, а скачки в падении давления происходят в местных сопротивлениях (аппарат, водяные клапаны). Подъем давления происходит в насосе. Регулируемый участок для клапана *1* начинается от подающей магистрали до тройника *б* и продолжается от тройника *а* до обратной магистрали. Это объясняется равенством расхода воды в трубопроводе, подводящем воду к аппарату и отводящем от него. Для клапана *2* регулируемый участок — есть трубопровод рециркуляционной воды между тройниками *б* и *а*.

Расчетный расход воды для клапана *1* равен расходу тепло-, хладоносителя от внешнего источника, а для клапана *2* — это расход воды через аппарат. Сопротивление выбираемых клапанов в открытом положении должно быть не более величин, определяемых из соотношений:

$$\Delta p_{\text{кл1}} \leqslant p_{\text{расп}} + p_{\text{нас}} - \Delta p_{\text{вн}} - \Delta p_{\text{тр}};$$

$$\Delta p_{\text{кл2}} \leqslant p_{\text{нас}} - \Delta p_{\text{вн}} - \Delta p_{\text{тр}},$$

где $p_{\text{расп}}$ — располагаемая разность давлений в подающей и обратной магистралях системы тепло-, хладоснабжения; $p_{\text{нас}}$ — полное давление, развиваемое насосом; $\Delta p_{\text{вн}}$ — гидравлическое сопротивление аппарата при выбранной обвязке теплообменников и скорости воды в трубках; $\Delta p_{\text{тр}}$ — сопротивление трубопроводов (включая местные сопротивления) соответствующего регулируемого участка.

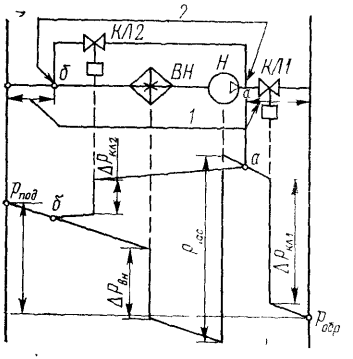


Рис. 5.3. Схема и эпюра распределения давлений в сети трубопроводов при управлении поверхностного теплообменника переменной температурой воды перед ним ($p_{под}$, $p_{обр}$ — давление в подающей и обратной магистралях)

Схема управления температурой воды является наилучшей по своим техническим характеристикам, описанным выше и систематизированным в табл. 5.1. Ее следует применять, если ранее рассмотренный способ управления приводит к опасности замерзания теплоносителя при соблюдении его графика в рабочее время.

Пример 5.2. Выбрать схему управления воздухонагревателем первого подогрева, установленным в СКВ на смеси наружного и рециркуляционного воздуха. При наружной расчетной температуре $t_{\text{нар. расч}} = -25$ °С расчетная температура перегретой воды $t_{\omega\,\text{н. расч}} = 130$ °С, а расчетный нагрев смеси в количестве $L_{\text{в. расч}} = 50$ тыс. м³/ч при параметрах воздуха $t_{\text{н}} = +7$ °С и $t_{\text{к}} = +11$ °С. Установлен центральный кондиционер КТЦ-63.

Вычисляем расчетный коэффициент эффективности процесса нагревания: $K_{\text{в. расч}} = (t_{\text{к}} - t_{\text{н}})/(t_{\omega\text{н}} - t_{\text{н}}) = (11 - 7)/(130 - 7) = 0{,}032$ и оцениваем найденную величину как очень малую. Будем ориентироваться на установку воздухонагревателя минимальной поверхности: однорядного с байпасом и закрытым клапаном. Для этого случая по данным приложения 2 справочника [14] при параллельной обвязке полутораметровых базовых теплообменников и $\bar{G}_{\text{в}} = 50/63 = 0{,}79$, экспраполируя (продолжая линию при $\bar{G}_{\text{в}} = 0{,}8$ и $n = 1$) при $K_{\text{в. расч}} = 0{,}032$, приближенно находим: $K_{\omega} = 0{,}97$; $G_{\omega\,\text{расч}} = 1 \cdot 1{,}2 \cdot 50\,000 \cdot 0{,}032/(4{,}19 \cdot 0{,}97) = 470$ кг/ч. Этому расчетному расходу соответствует скорость воды в трубках

$w_{w\,\text{расч}} = 470 \cdot 10^{-3}/(3600 \cdot 2 \cdot 0{,}00146) = 0{,}045$ м/с. Если управлять расходом воды, то скорость в трубках будет еще меньше. При расчетной и меньшей скоростях воды режим движения будет ламинарным, а скорость у стенок равна нулю Такую ситуацию следует признать опасной, а замерзание — реальным, несмотря на положительную по условию (балансовую) температуру воздуха ($t_н = +7$ °С). Будем учитывать, что в поперечном сечении как центральных кондиционеров, так и приточных вентиляционных камер не происходит хорошего перемешивания потоков наружного и рециркуляционного воздуха. В условиях данного примера при положительной балансовой температуре смеси в нижней части перед воздухонагревателем температура может быть отрицательной. Температура охлажденной воды $t_{wк} = 130 - 1 \times \times 1{,}2 \cdot 50\,000 \cdot (11 - 7)/(4{,}19 \cdot 470) = 18$ °С и температура воздуха внизу и перед аппаратом будет ниже соответствующих настроек терморегуляторов защиты от замерзания, поэтому защита от замерзания сработает. Исходя из всего вышеизложенного, выберем управление аппарата переменной температурой воды перед ним. Примем скорость воды в трубках $w_w = 0{,}3$ м/с, тогда расход воды через аппарат и насос будет постоянен и равен $G_w = 3600 \cdot 2 \cdot 0{,}00146 \cdot 0{,}3 \cdot 10^3 = 3100$ кг/ч. По этому расходу можно подобрать насос ЦНИПС-10 с $p_{нас} = 23$ кПа и мощностью электродвигателя $N_{дв} = 0{,}27$ кВт. Этот расход будет расчетным при выборе клапана *2* на рециркуляционной воде, клапан *1* выбирают при расчетном расходе сетевой воды $G_w = 470$ кг/ч.

Управление байпасированием воздуха оказывается технически возможным благодаря выпуску теплообменного оборудования с байпасом и клапаном. Однако характеристики, присущие такому способу управления, невысоки (см. табл. 5.1). Основной недостаток связан с тем, что при установке одного клапана на байпасе расход воздуха через аппарат не может быть снижен до нуля и поэтому минимальный коэффициент эффективности процесса не равен нулю. Это не соответствует требованиям системы, когда нужно снизить расходы теплоты и холода до нуля. Другие недостатки данного способа по сравнению с этим уже не имеют существенного значения. По указанной причине автоматизированный клапан на байпасе нельзя использовать для управления. Возникает вопрос, зачем в таком случае применяют байпас с клапаном. Такое решение позволяет удвоить количество типоразмеров оборудования, легче выбрать аппарат (при меньшем запасе поверхности).

Особенность управления поверхностными воздухоохладителями — необходимость изменения обоих параметров конечного состояния воздуха ($t_к$, $d_к$), что выполнить в одном аппарате сложно, так как оба управляющих воздействия (G_w, $t_{wн}$) взаимно влияют на оба параметра конечного состояния. До последнего времени основным управляющим воздействием остается изменение $t_{wн}$.

5.3. Методы управления контактными аппаратами

В процессах тепломассообмена, происходящих в контактных аппаратах (оросительных камерах), требования управления заключаются в обеспечении любого заданного состояния воздуха ($t_к$, $d_к$) или коэффициента эффективности E меньше расчетного при произвольных начальных параметрах состояния ($t_н$, $d_н$) и расходе воздуха.

Единое уравнение, описывающее как изоэнтальпийный, так и политропные процессы в контактных аппаратах [14], записывается в виде

$$\Delta t = E\,\Delta t_н + b\,(1 - E/a_1)\,\Delta I,$$

где E — коэффициент эффективности изоэнтальпийного процесса; $\Delta t_н$ — начальная разность температур воздуха и воды; a_1 — приведенный коэффициент энтальпийной эффективности; b — коэффициент, учитывающий отношение приращений температуры и энтальпии на линии насыщения влажного воздуха, $b = 0{,}33$ (кг·°С)/кДж; ΔI — разность энтальпий состояния воздуха в политропном процессе контактного аппарата.

Первое слагаемое учитывает изменение температуры воздуха в изоэнтальпийном процессе, а второе вводится для учета изменения температуры в политропных процессах. Конечная температура воздуха и коэффициент эффективности в изоэнтальпийном процессе могут быть найдены из уравнения

$$\ln [(t_к - t_w)/(t_н - t_w)] = \ln (1 - E) \approx - A_1 \mu^{\alpha_1}, \qquad (5.6)$$

где μ — коэффициент орошения как отношение массовых расходов воды и воздуха; A_1 и α_1 — коэффициент и показатель степени, соответственно равные для камер ОКФ $A_1 = 1{,}13 \div 1{,}26$; $\alpha_1 = 1{,}97$—$2{,}0$; для камер ОКС-2 (система изоэнтальпийного увлажнения) $A_1 = 1{,}55$; $\alpha_1 = 2{,}0$; для камер ОКС-2 (система политропной обработки) $A_1 = 0{,}61$; $\alpha_1 = 2{,}16$.

Из уравнения (5.6) вытекает, что для всех перечисленных типов оросительных камер в изоэнтальпийном процессе отношение величин $\ln (1 - E)/\ln (1 - E_{расч})$ примерно пропорционально квадрату отношения коэффициентов орошения $\mu/\mu_{расч}$. В частности, при уменьшении расхода воды (от расчетного) и неизменном расчетном расходе воздуха эффективность процесса снижается. При сокращении расхода воздуха и неизменном расходе воды эффективность растет. Расход воды плавно изменяют дросселированием сети или изменением частоты вращения колеса, а также позиционно, используя переменный коэффициент рабочего времени (скважность) $\bar{\tau} = \tau_{вкл}/(\tau_{вкл} + \tau_{выкл})$. Расход воздуха, проходящий через оросительную камеру, изменяют, применяя управляемый байпас камеры. При этих управляющих воздействиях регулировочная характеристика может быть линейной ($\bar{\tau}$) и нелинейной (G_w, $G_{в.\,байп}$). Последнее вытекает из уравнения (5.6). В политропных процессах можно управлять температурой воды на входе в камеру ($t_{wн}$), при этом, если расходы сред неизменны, то регулировочная характеристика $t_к = f(t_{wн})$ линейна.

Управление изоэнтальпийным процессом отличает то, что по сравнению с политропными направление процесса в I—d-диаграмме известно и неизменно. В этом процессе требуется изменять только один из параметров состояния воздуха на выходе, например его температуру $t_к$.

Наибольшее применение получил способ управления байпасированием воздуха. При перепуске воздуха в байпас результирующий коэффициент эффективности определяют на основе уравнения баланса

$$E = \bar{G}_{в.\,осн} E_{осн}.$$

Коэффициент эффективности процесса $E_{осн}$ возрастает и это изменение можно найти по формуле (5.6). В пределе эта величина только приближается к единице. Относительный расход воздуха через камеру при управлении клапаном на байпасе понижается, но не до нуля. Например, по данным ВНИИкондиционера при определенном соотношении сечения байпаса и камеры (0,43) относительный расход воздуха составил $\bar{G}_{в.\,осн} = 0{,}35$, поэтому таким же оказался и минимальный коэффициент эффективности процесса. При ограниченной высоте помещения возможности управления байпасом снижаются.

При плавном управлении расходом воды требуется, чтобы форсунка «держала» факел в широком диапазоне изменения давления воды перед ней: сворачивание факела резко сокращает поверхность контакта воздуха и воды, что уменьшает коэффициент эффективности до нуля, т. е. является ограничением. В последнее время на необходимость сохранения факела стали обращать внимание, так как это свойство определяет возможность управления процессами. Характерный пример — применение форсунок ШФ-5/9 в оросительных камерах ОКФ. Эти форсунки распыляют воду при давлении перед форсункой $p_{ф\,min} = 20$ кПа. Разделив минимальное давление на расчетное и извлекая квадратный корень, можно найти эффективный диапазон изменения расходов воды $\bar{G}_w$ и по формуле (5.6) диапазон изменения коэффициента эффективности.

Пример 5.3. В изоэнтальпийном режиме работы оросительной камеры ОКФ расчетный коэффициент эффективности $E = 0{,}95$, а расчетный расход воздуха $G_в = 70$ тыс. кг/ч (кондиционер КТЦ-63).

Определить диапазон изменения коэффициента эффективности, если камера управляется расходом воды, а минимальное давление воды перед форсункой, при котором сохраняется факел, равно $p_{ф\,min} = 20$ кПа.

Вычисляем относительный расход воздуха через камеру в долях от номинального $\bar{G}_в = 70/(1{,}2 \cdot 63) = 0{,}93$. По графику зависимости $E(\mu)$ по данным [14] находим, что при $E = 0{,}95$ $\mu = 1{,}45$. Расчетный расход воды $G_{w\,расч} = 1{,}45 \times 70\,000 = 103$ тыс. кг/ч; число форсунок 209; расход воды через одну форсунку $103\,000/209 = 494$ кг/ч; расчетное давление воды перед форсункой $p_{ф.\,расч} = 190$ кПа.

Вычисляем отношение давлений $p_{ф\,min}/p_{ф.\,расч} = 20/190 = 0{,}105$; отношение расходов воды $\bar{G}_w = \sqrt{p_{ф\,min}/p_{ф.\,расч}} = \sqrt{0{,}105} = 0.32$. Находим коэффициент эффективности при $\bar{G}_w = 0{,}32$ и расчетном расходе воздуха, в этих условиях $\mu/\mu_{расч} = 0{,}32$. Отсюда $\ln(1 - E_{min}) = (\mu/\mu_{расч})^2 \ln(1 - E_{расч}) = 0{,}32^2 \cdot \ln 0{,}05 = 0{,}105 \cdot \bar{2},7 = \bar{1},864$: $1 - E_{min} = 0{,}73$; $E_{min} = 0{,}27$. Таким образом, коэффициент эффективности снизится с $E_{расч} = 0{,}95$ до $E_{min} = 0{,}27$.

В последнее время ведется разработка управления скважностью подачи воды. Этот способ не имеет заметных ограничений по коэффициенту эффективности, хотя требует специального двигателя, допускающего многократные включения. Коэффициент рабочего времени может изменяться в широком диапазоне (от $\bar{\tau} = 1$ до нуля). При больших полупериодах нужно принимать во внимание колебания температуры и влагосодержания на выходе из камеры и в помещении. Важно, чтобы эти колебания находились в пределах зоны нечувствительности регуляторов. При бо́льших колебаниях сигнал нужно демпфировать, выделяя в нем постоянную составляющую.

Особенности управления политропными процессами связаны с изменением направления процесса в I—d-диаграмме. Традиционно представляют, что конечное состояние определяют на линии, соединяющей начальное состояние воздуха с температурой поверхности капель. Однако это предположение справедливо только при управлении байпасированием и скважностью подачи воды. При изменении расхода воды конечное состояние воздуха при известном начальном приближенно определяется точками на линиях $d_н = \text{const}$ и $\varphi = 1$. При таком управлении потребуется нагревание воздуха, если в конечном состоянии $\varphi_к < 1$, а $d_н > d_к$ (рис. 5.4). При других способах управления эта граница прямолинейна (линия *1* на рис. 5.4) и проводится через известное конечное состояние и состояние насыщенного воздуха при наинизшей температуре воды. Таким образом, разные способы управления определяют разные расходы теплоты на второй подогрев.

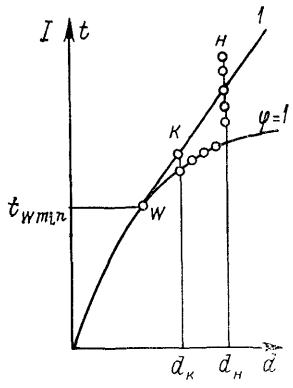


Рис. 5.4. Изображение управляемых политропных процессов в оросительной камере в I—d-диаграмме

Еще одним способом управления политропными процессами является изменение температуры воды, подаваемой к форсункам. Этот способ нашел широкое распространение. Для изменения температуры воды устанавливают два синфазно управляемых проходных клапана на трубопроводах холодной и рециркуляционной воды или один смесительный. Если расход воздуха, проходящего через оросительную камеру, постоянный, то зависимость между конечной температурой воздуха и начальной температурой воды линейная. При таком управлении изменяется направление процесса, изображенного в I—d-диаграмме.

5.4. Методы управления нагнетателями (вентиляторами и насосами)

В процессе автоматизации систем часто требуется управлять таким аэродинамическим параметром вентилятора и насоса, как производительность. Это управляющее воздействие в контуре стабилизации одного из параметров состояния (температуры, влажности) или параметра газового состава (концентрация вредного вещества) в однозональных системах. В многозональных системах производительность вентилятора является управляющим воздействием в контуре стабилизации давления в воздуховоде. Производительность насоса оросительной камеры может использоваться как корректирующее воздействие для обеспечения постоянного коэффициента орошения при переменной производительности вентилятора. Помимо технического назначения управление производительностью насоса обычно приводит к снижению расхода электроэнергии.

Существуют разные методы, обеспечивающие управление производительностью нагнетателя, и устройства, реализующие такое

управление. Все методы управления можно разделить на три группы по степени влияния на сеть или нагнетатель.

Первую группу образуют устройства, дросселирующие аэродинамическую (или гидравлическую) сеть, т. е. изменяющие характеристику сети и не изменяющие характеристику нагнетателя. К таким устройствам относятся клапаны, шиберы, диафрагмы в аэродинамической сети, причем обычно только клапан удается сочленить

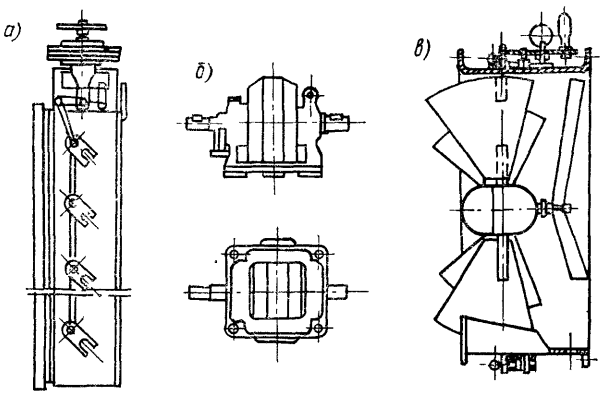


Рис. 5.5. Устройства, изменяющие производительность вентиляторов: *а* — дроссельный клапан; *б* — индикаторная муфта скольжения; *в* — направляющий аппарат

с исполнительным механизмом (рис. 5.5, *а*) и поэтому использовать для автоматического управления. В водяной сети дросселирование производят клапанами и задвижками. При управлении дросселированием параметры рабочей точки, характеризующие производительность, давление и КПД нагнетателя, определяют на характеристике последнего при известной частоте вращения колеса.

Рассмотрим индивидуальную характеристику вентилятора (рис. 5.6), т. е. зависимость полного давления p от производительности L при известной частоте вращения колеса $n_{к1}$ и полностью открытом направляющем аппарате (или без него). Пусть при начальном положении дроссельного клапана расход L_1, давление p_1, характеристика сети $S_1 = p_1/L_1^2$. Этот режим соответствует рабочей точке *1* на пересечении характеристики вентилятора $p = f(L, n_к, \alpha_{на})$ с характеристикой сети — квадратичной параболой $p = S_1 L^2$. Пусть дроссельный клапан примет другое положение (прикроется), поэтому коэффициент сопротивления клапана возрастет (на $\Delta\zeta$), тогда характеристика сети возрастет на $\Delta S = \rho_в \Delta\zeta/(2F^2)$ и будет равна S_2. Рабочая точка переместится по характеристике

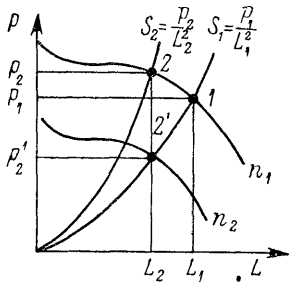


Рис. 5.6. Изображение различных способов управления производительностью вентилятора на его индивидуальной характеристике

вентилятора при новой характеристике сети S_2 (точка 2). В результате производительность вентилятора уменьшится до L_2, давление возрастет до p_2 в той или иной мере в зависимости от крутизны характеристики вентилятора, изменится КПД вентилятора. Потребляемая мощность ($pL/\eta_в$) может уменьшаться или возрастать, что зависит от характеристики вентилятора, поэтому управление дросселированием не всегда приводит к сокращению потребляемой мощности.

Пример 5.4. Для насоса оросительной камеры (3К-6, $n_к = 2900$ об/мин, $d_к = 218$ мм) требуется оценить, эффективно ли управлять производительностью с помощью дросселирования при расчетном ($G_{в1} = 70$ м³/ч) и половинном расходах.

По характеристике насоса находим: при $G_{в1} = 70$ м³/ч и заданных $n_к$ и $d_к$ $p_1 = 420$ кПа, $\eta_н = 0{,}62$; при $G_{в2} = 35$ м³/ч $p_2 = 600$ кПа и $\eta_н = 0{,}58$. Вычисляем мощность, потребляемую насосом в этих режимах: $N_1 = 78 \cdot 420/(3600 \cdot 0{,}62) = 13{,}2$ кВт; $N_2 = 35 \cdot 600/(3600 \cdot 0{,}58) = 10{,}2$ кВт. Сравнение вычисленных мощностей показывает, что в данном случае управление дросселированием заметно сокращает расход электроэнергии.

Вторую группу образуют устройства управления, изменяющие частоту вращения рабочего колеса. При таком управлении характеристика сети не меняется и рабочая точка 2′ определяется при измененной частоте вращения $n_{к2}$ (рис. 5.6). Известно много устройств, позволяющих изменять частоту вращения рабочего колеса. Среди них: двигатели постоянного тока, двигатели переменного тока с повышенным скольжением, двухскоростные асинхронные двигатели, фрикционные передачи, гидромуфты и индукторные муфты скольжения, электрические вариаторы частоты тока. Внешний вид индукторной муфты скольжения показан на рис. 5.5, *б*. Она состоит из индуктора, расположенного на ведомом валу, который соединен с вентилятором, и якоря на ведущем валу, соединенного с электродвигателем. При вращении якоря относительно намагниченного индуктора возникают вихревые электрические токи, создающие крутящий момент при взаимодействии с магнитным потоком. Величина момента зависит от тока обмотки возбуждения индуктора. В устройствах этой группы мощность на привод вентилятора снижается пропорционально кубу снижения производительности, что весьма экономично. Часть энергии рассеивается в обмотке управления, в силу чего кубичная зависимость может не наблюдаться. Устройства для изменения частоты вращения еще не нашли достаточного применения в вентиляционной технике, хотя они перспективны в объектах, где требуется глубокое снижение производительности больших вентиляторов и синхронно с ними насосов.

Третью группу образуют устройства, одновременно изменяющие как характеристику нагнетателя, так и аэродинамической сети. Таким устройством является входной направляющий аппарат, входящий в состав вентиляционного агрегата центральных кондиционеров КТЦ. Внешний вид направляющего аппарата показан на рис. 5.5, *в*. Конструкция состоит из ряда секторов, синхронно поворачивающихся на раме относительно своих осей автоматически или вручную. В соответствии с формулой Н. Е. Жуковского, теоретическое давление, развиваемое вентилятором, зависит от многих

параметров, в том числе угла входа воздуха на лопатки рабочего колеса, поэтому при повороте лопаток на разные углы характеристика вентилятора изменяется, как это показано на безразмерной характеристике вентиляторов Ц4-76 (рис. 5.7). По мере закрытия лопаток характеристика вентилятора становится все более падающей. Собственное сопротивление направляющего аппарата учитывается при снятии характеристик вентиляторного агрегата, если замер давления производят до направляющего аппарата и после вентилятора. При такой методике испытания рабочая точка находится на характеристике сети — квадратичной параболе $p = SL^2$. При управлении вентилятором с помощью направляющего аппарата мощность при снижении производительности снижается, но не пропорционально кубу снижения производительности L. Это объясняется существенным снижением КПД вентилятора, а также КПД электродвигателя.

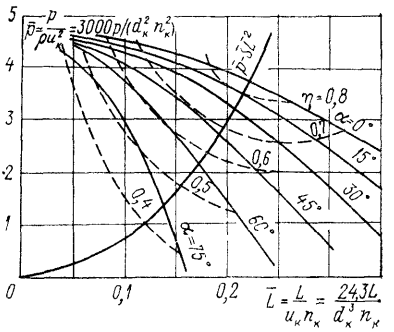


Рис. 5.7. Безразмерная характеристика вентиляторов серии Ц4-76 при разных углах поворота лопаток направляющего аппарата

Выбор того или иного способа управления вентилятора и насоса зависит от ряда факторов: номенклатуры выпускаемого оборудования, стоимости регулирующего органа, потребляемой мощности и диапазона изменения производительности, продолжительности работы, стоимости 1 кВт·ч электроэнергии. Если учитывать, что разные устройства управления при одинаковом изменении расхода требуют разных расходов электроэнергии и связаны с оптимизацией сетей воздуховодов, узел «сеть + управляемый вентиляторный агрегат» должны рассматриваться совместно [32].

Глава 6

РЕГУЛИРУЮЩИЕ ОРГАНЫ (КЛАПАНЫ) СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ВЕНТИЛЯЦИИ

В системах кондиционирования воздуха и вентиляции для управления расходами воздуха и теплохладоносителя применяют воздушные и водяные клапаны. Их правильный выбор, обеспечение требуемой регулировочной характеристики обеспечивает качество процесса регулирования. С учетом этого в современной литературе кратко описывается методика выбора типоразмера клапана. Прежде ошибочно полагали, что клапан должен выбирать специалист по автоматизации, хотя существо протекающих в нем процессов связано с гидравликой и аэродинамикой. В этой главе рассматривается

вопрос о характеристиках группы синхронно управляемых воздушных клапанов системы. Он до сих пор не нашел отражения в литературе, хотя известно, что такие клапаны взаимно влияют друг на друга. Для решения задачи в общем виде предлагается математическая модель аэродинамических процессов в системе, приводятся результаты этих исследований.

6.1. Классификация, характеристики и выбор воздушных клапанов

Управление расходами воздуха на разных участках является одной из основных задач управления системами. При управлении одним клапаном достигается изменение расхода воздуха. При управлении двумя клапанами с встречным направлением движения (один — к открытию, другой — к закрытию) происходит изменение температуры среды (воздуха). В системе существует много разных по назначению участков и соответствующих им расходов. Рассмотрим уровни управления расходами (иерархию) по ранжировке от общего к частному в многозональной системе.

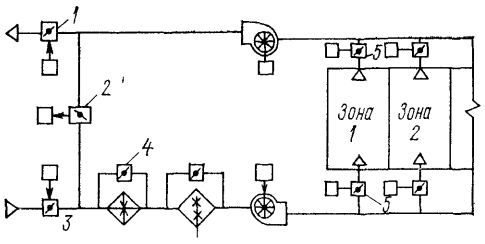


Рис. 6.1. Технологическая схема центральной многозональной системы переменного расхода с воздушными клапанами и их регулируемыми участками

1. Управление производительностью приточной и вытяжной частей системы, реализуемое изменением производительности вентиляторов с помощью различных устройств (см. п. 5.4). При этом пропорционально производительности изменяются расходы во всех частях системы и на всех участках.

2. Управление расходами наружного (клапан *3*, рис. 6.1), рециркуляционного (клапан *2*) и выбрасываемого в атмосферу воздуха (клапан *1*) позволяет решать такие задачи: рациональное использование термодинамического потенциала наружного воздуха, для чего в одном режиме система работает на максимальном расходе наружного воздуха, в другом — на переменном и в третьем — при минимальном; ассимиляцию вредных выделений в помещении до предельно допустимых концентраций; организацию подпора и компенсацию утечек воздуха, постоянство производительности вентиляторов. Кроме того, в одном из режимов работы системы (без потребления теплоты и холода) управление расходами позволяет стабилизировать один из параметров состояния воздуха (например, температуру приточного воздуха).

3. Управление расходами воздуха (клапан *5*) в зонах на притоке и вытяжке многозональных систем с целью стабилизации в каждой зоне одного из параметров состояния воздуха. Разница расходов приточного и удаляемого воздуха обеспечивает организацию под-

пора, компенсацию удаляемого воздуха и утечек. Такое управление расходами применяют в многозональных системах переменной производительности. Приходится учитывать и устранять специальными мерами происходящее перераспределение давлений и расходов.

4. Управление расходами воздуха, байпасируемого в аппаратах тепловлажностной обработки воздуха (клапан *4*) для стабилизации одного из параметров состояния. Однако такой способ управления имеет ограниченный диапазон изменения коэффициента эффективности процесса (см. п. 5.2) и в силу этого специально рассматриваться не будет.

Описанные уровни управления расходами воздуха в системе, регулирующие органы (клапаны) и регулируемые участки для них поясняет рис. 6.1, где изображена технологическая схема центральной многозональной системы переменного расхода. Регулируемый участок есть часть сети, где клапан управляет расходом. В этом отличие от понятия «участок» в аэродинамике, когда участку приписывают постоянство расхода, сечения и шероховатости поверхности. Для центрального клапана регулируемый участок охватывает всю сеть, т. е. последовательный ряд участков от атмосферы и до атмосферы. На основе представления о регулируемом участке вычисляют его аэродинамическое сопротивление и выбирают сечение клапана, согласованное с параметрами регулируемого участка. Границами регулируемых участков являются узлы системы, т. е. места соединения или разделения потоков.

Управление расходами воздуха в системе на разных уровнях взаимно влияет друг на друга. Даже управление на нижнем уровне оказывает влияние на другие уровни управления, хотя иногда и малозначительное. Поскольку управление расходом происходит путем дросселирования участка, то это отражается на характеристике всей сети и, как следствие, — на производительности вентилятора. Степень такого влияния можно приближенно оценить по величине отношения характеристики регулируемого в данном случае участка к характеристике всей системы: чем больше эта величина, тем значительнее изменяется производительность вентилятора. Кроме расходов воздуха иногда требуется учитывать изменение давления в узлах системы. Проблема управления расходами воздуха становится все более актуальной как в связи с развитием общей теории, так и в связи с более широким применением систем переменного расхода.

Как вытекает из рассмотрения технологической схемы многозональной системы переменного расхода, число воздушных клапанов как регулирующих органов значительно и может составлять несколько десятков, поэтому важно понимать их назначение, особенности характеристик и правила выбора сечения.

Серийно выпускаемые клапаны имеют створчатую конструкцию (рис. 6.2). Внутри рамы *1* на оси *2* размещена створка *3*, которая может поворачиваться в пределах угла α от нуля до 90° (закрытие). На раме клапана имеются упоры *4*, к которым прижимается створка при закрытии. Сама створка имеет вытянутую ромбоидальную форму,

что обеспечивает лучшее обтекание ее потоком. Если створка повернута на некоторый угол α, то картина ее обтекания ясна из рис. 6.2. В зауженном сечении происходит поджатие потока, изменение (повышение) скорости и изменение направления движения воздуха. Перед клапаном и за ним образуются парные вихри, т. е. вращательное движение масс воздуха. Поток по оси перед клапаном притормаживается, скорости в поперечном сечении перераспределяются (по сравнению с эпюрой в турбулентном потоке). За клапаном скорости воздуха распределяются неравномерно, что видно из рис. 6.2. Искажение скоростей сглаживается по мере удаления от клапана и при большом числе калибров ($l/d_{экв}$) поток приобретает характерную для режима движения эпюру скоростей.

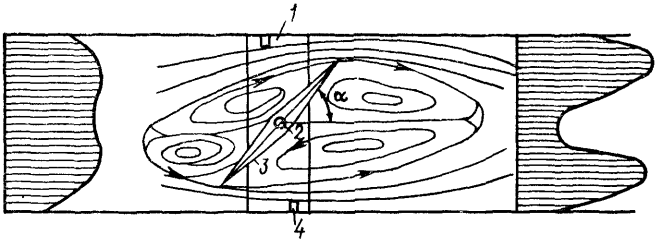


Рис. 6.2. Схема обтекания потоком одностворчатого клапана

Все описанные явления определяют сопротивление, создаваемое клапаном. По мере закрытия створки эти явления усиливаются и сопротивление клапана растет.

Основные требования, предъявляемые к клапанам, сводятся к простоте конструкции, хорошей герметичности, возможности получения аэродинамической характеристики, при которой коэффициент передачи клапана будет постоянным или мало меняющимся. Существующие конструкции не в полной мере соответствуют предъявляемым требованиям; к их недостаткам можно отнести невозможность изменения расходов при углах, близких к открытию, недостаточную герметичность, т. е. утечки через клапан при полном закрытии створок, а также значительное изменение эпюры скоростей за ним, что может быть существенным для оборудования, установленного за клапаном.

Рассмотрим кратко основные разновидности воздушных клапанов как регулирующих органов систем. По форме поперечного сечения рамы различают клапаны круглого и прямоугольного сечения (рис. 6.3, *а*, *б*); последние применяются сравнительно редко и только в качестве местных (зональных). По количеству створок различают одно- и многостворчатые клапаны; первые применяют при малой высоте рамы. По взаимному направлению вращения смежных створок различают клапаны с параллельными и встречными створками (рис. 6.3, *в*, *г*); последние называют оппозитными. Особенности вращения створок определяют характер движения воздуха через клапан и за ним. При использовании оппозитных створок происходит меньшее отклонение потока и меньшее искажение аэродинамического

(а значит и теплового) режима установленного за клапаном аппарата. Клапаны бывают проходные (для изменения расхода воздуха) и смесительные (или распределительные) для одновременного управления двумя расходами воздуха с разными температурами.

По виду используемого привода различают клапаны с ручным и автоматическим приводом; первые применяют для испытания и наладки сетей воздуховодов, а также эксплуатационного изменения расходов. Для этой цели используют не только воздушные клапаны, но и другие дросселирующие устройства, например шиберы, диафрагмы и пр.

Нижеописываемый *выбор сечения клапанов относится только к автоматизированным клапанам недвухпозиционного действия*. Се-

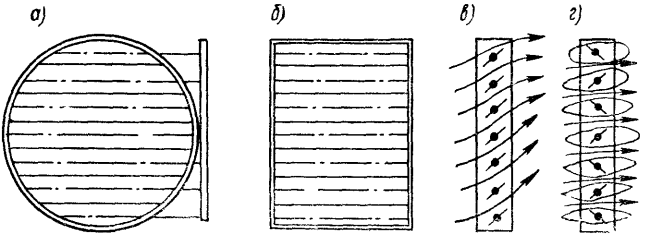


Рис. 6.3. Основные конструктивные разновидности воздушных створчатых клапанов:
а — круглый; *б* — прямоугольный; *в* — параллельно-створчатый; *г* — оппозитный

чения клапанов с ручным приводом можно выбирать исходя из наличия клапанов на объекте, по сечению воздуховода или другим соображениям.

Применительно к клапанам рассматривают три типа характеристик: конструктивную, аэродинамическую и регулировочную. Конструкцию створчатого клапана характеризует рис. 6.2.

Аэродинамической (*иначе внутренней или собственной*) *характеристикой клапана* называют зависимость коэффициента сопротивления от угла поворота створки, а при неавтомодельном движении — еще и от критерия гидродинамического подобия Рейнольдса Re

$$\zeta_{кл} = \Delta p_{кл}/p_{дин} = 2(p_2 - p_1)/(w_в^2 \rho_в) = f(\alpha,\ \mathrm{Re}).$$

Эту зависимость при установившемся движении обычно определяют экспериментально, хотя ее можно приближенно рассчитать по формуле Карно—Борда. В условиях турбулентного режима при больших сечениях клапанов и больших скоростях $\mathrm{Re} = (w_в d_{экв}/\nu_в) > 10^5$ коэффициент сопротивления $\zeta_{кл}$ не зависит от Re.

Рассмотрим аэродинамическую характеристику воздушного клапана (рис. 6.4) и выделим на ней некоторые участки. На горизонтальной оси отложим угол поворота створки α, а на вертикальной — коэффициент сопротивления $\zeta_{кл}$. Последний меняется на несколько порядков (от десятых долей единицы до сотен и тысяч) и поэтому на

вертикальной оси применен логарифмический масштаб. При углах поворота, близких к начальному, створка вносит в поток незначительное возмущение (слабое поджатие, незначительное вихреобразование и изменение направления), в результате чего коэффициент сопротивления меняется незначительно. На основном участке характеристики при «средних» углах поворота створки (от 20° до 70°) коэффициент сопротивления резко растет и при этом меняется сложным образом, что объясняется наложением таких явлений, как поджатие, изменение направления и вихреобразование перед створкой и за ней. При углах, близких к закрытию ($\alpha > 70°$), на характеристику $\zeta_{кл} = f(\alpha)$ все в большей степени влияет качество подгонки створок друг к другу и к упорам. Теоретически при идеальной герметичности коэффициент сопротивления должен быть бесконечно большим, а расход при закрытой створке — бесконечно малым. На практике идеальная герметизация обычно (кроме специальных случаев) не обеспечивается и поэтому коэффициент сопротивления, как и расход, имеет конечное значение. Сам расход на один-два порядка меньше расчетного, в экспериментах его определяют с большой погрешностью.

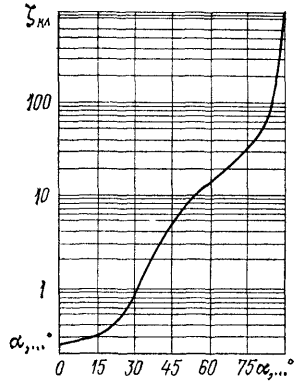


Рис. 6.4. Аэродинамическая характеристика воздушного створчатого клапана

Аэродинамическая характеристика зависит от геометрических характеристик клапана, числа створок и характера их вращения (параллельное или встречное). Аэродинамические характеристики воздушных клапанов разных конструкций исследованы во ВНИИ Охраны труда, а в последнее время во ВНИИкондиционере. Эти характеристики приводятся в справочной литературе по вентиляции и кондиционированию воздуха [34]. Поскольку качество герметизации клапана определяет его коэффициент сопротивления $\zeta_{закр}$, то эта величина регламентирована для клапанов разных типов и с разным числом створок. В СНиП II-33—75 приводится требуемый коэффициент сопротивления полностью закрытого клапана.

При малых расчетных расходах воздуха в ответвлениях (зонах) многозональных систем переменного расхода сечения клапанов оказываются малыми, а режим движения (по Re) соответствует переходной области турбулентного течения. Так, при эквивалентном диаметре клапана $d_{экв} = 0{,}2$ м, расходе $L_в = 700$ м³/ч скорость равна $w_в = 700/(3600 \cdot 0{,}785 \cdot 0{,}2^2) = 6{,}2$ м/с, критерий гидродинамического подобия $Re = w_в \cdot d_{экв}/\nu_в = 6{,}2 \cdot 0{,}2/(15 \cdot 10^{-6}) = 0{,}82 \cdot 10^5$. В этих условиях коэффициент сопротивления может зависеть не только от угла поворота створки α, но и от критерия Рейнольдса. Характерные зависимости $\zeta_{кл} = f(\alpha, Re)$ для неавтомодельного режима движения показаны на рис. 6.5. Очертания кривых напоминают известные зависимости $\lambda = f(Re, \Delta)$ для труб при искусствен-

ной шероховатости, получившие название «ложек» Никурадзе. Отмеченное сходство подтверждает идентичность потерь давления на трение и в местных сопротивлениях. Штриховая линия ограничивает область, в которой следует учитывать неавтомодельность. По мере роста угла поворота створки автомодельность наступает раньше, т. е. при меньших значениях критерия Рейнольдса. Неавтомодельный (по Re) режим движения воздуха через клапан может искажать аэродинамическую и регулировочную характеристики клапана как регулирующего органа системы.

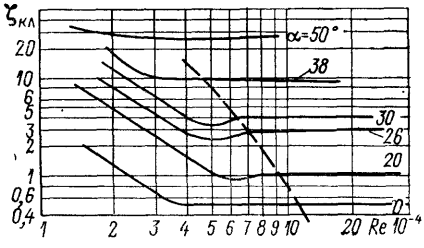


Рис. 6.5. Характерные экспериментальные зависимости $\zeta_{кл} = f(\alpha, Re)$ при неавтомодельном движении воздуха через клапан

Другой причиной изменения аэродинамической характеристики клапана является его установка на нестабилизированном потоке, в непосредственной близости от предшествующей по ходу воздуха фасонной части. Это явление специально исследовано во ВНИИ Охраны труда Л. В. Павлухиным. Полученные зависимости поясняет график рис. 6.6. На его горизонтальной оси отложен угол поворота створки клапана α, а на вертикальной — величина $\chi_{комб}$ как отношение коэффициента сопротивления комбинации двух элементов (из которых один — это воздушный клапан) к сумме коэффициентов местного сопротивления ($\zeta_{м.с} + \zeta_{кл}$) каждого из них при свободной установке. Как следует из анализа результатов эксперимента (рис. 6.6), расположение клапана непосредственно сразу же за фасонной частью изменяет общее сопротивление (чаще оно падает). На практике стараются избежать этих явлений, располагая воздушный клапан возможно дальше от последующей фасонной части.

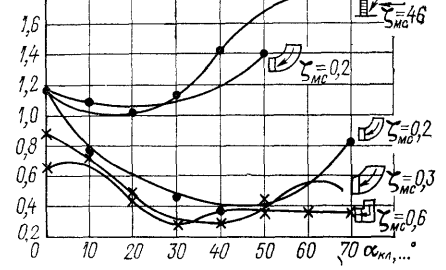


Рис. 6.6. Изменение аэродинамической характеристики воздушного клапана при его установке в непосредственной близости от фасонной части

Регулировочной характеристикой клапана называют зависимость расхода воздуха через клапан от угла поворота его створки. Так как аэродинамическая характеристика задается не аналитически, а таблично или графически, то и регулировочная не имеет простого аналитического решения (в явном виде), а строится чаще всего графически. Расход воздуха удобно рассматривать не в абсолютном, а в относительном виде, деля текущее значение L_i на максимальное: $\bar{L}_i = L_i/L_{max}$.

Вывод уравнения для построения регулировочной характеристики воздушного клапана основан на учете квадратичной зависимости

между аэродинамическим сопротивлением участка и расходом воздуха на нем. На регулируемом участке с коэффициентом сопротивления $\zeta_{р.у}$ при некотором промежуточном положении створки α_i сопротивление клапана равно $\zeta_{кл}(\alpha_i)$. Эти величины характеризуют связь сопротивления участка и расхода воздуха на нем

$$\Delta p_{р.у\,i} = [\zeta_{р.у} + \zeta_{кл}(\alpha_i)]\, L_i^2 \rho_в/(2F^2),$$

где $\zeta_{р.у}$ отнесено к динамическому давлению в сечении рамы клапана. При полном открытии створок ($\alpha = 0$) расход воздуха максимален и справедливо соотношение

$$\Delta p_{р.у} = [\zeta_{р.у} + \zeta_{кл}(\alpha_0)]\, L_{max}^2 \rho_в/(2F^2).$$

Выразим из двух последних уравнений расход воздуха и почленно разделим левые и правые части. В результате получим общее выражение для построения регулировочной характеристики клапана

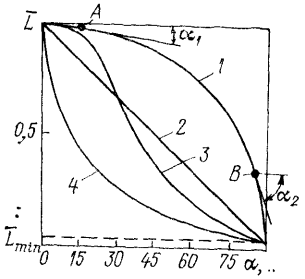


Рис. 6.7. Регулировочная характеристика воздушного клапана в зависимости от его сочетания с характеристикой регулируемого участка

$$\bar{L}_i = L_i/L_{max} = \sqrt{\Delta p_{р.у\,i}/\Delta p_{р.у}} \times$$

$$\times \sqrt{[\zeta_{р.у} + \zeta_{кл}(\alpha_0)]/[\zeta_{р.у} + \zeta_{кл}(\alpha)]}, \quad (6.1)$$

где $\zeta_{кл}(\alpha_i)$ — заданная таблично или графически аэродинамическая характеристика воздушного клапана.

Перепад давлений на границах регулируемого участка или давление на одной границе (узле), если другой является атмосфера, для разных условий может меняться по-разному. Например, для местных (зональных) клапанов применяют стабилизацию давления в некотором сечении воздуховода, поэтому изменение давлений на границах регулируемых участков незначительно, если сечения транзитных участков обеспечивают низкие скорости воздуха. Для совместно управляемых клапанов наружного, рециркуляционного и выбросного воздуха давления в узлах соединения участков, а значит и на границах участков будут меняться.

Принято вводить допущение, что при выборе сечения одного клапана изменением сопротивления участка можно пренебречь, и поэтому первый сомножитель формулы (6.1) принимают равным единице. Это допущение существенно упрощает построение регулировочной характеристики на основе аэродинамической $\zeta_{кл} = f(\alpha)$. Что касается количественных закономерностей изменения давлений клапанами, то они получены на основе специальных исследований и описываются в п. 6.2.

Регулировочные характеристики воздушного клапана в зависимости от его сочетания с характеристиками регулируемого участка показаны на рис. 6.7. На горизонтальной оси откладывают угол поворота створки, а на вертикальной — расход воздуха на участке. При построении полагают, что $\zeta_{р.у}$ и $\zeta_{кл}(\alpha_0)$ известны (или заданы). Для каждого значения α_i по аэродинамической характеристике

находят $\zeta_{кл} = f(\alpha_i)$ и это значение подставляют в формулу (6.1). Вычислив относительный расход воздуха $\bar{L}_i$, ставят точку на графике $\bar{L}(\alpha)$. Прямая *2* (рис. 6.7), соединяющая две точки на координатных осях ($\alpha = 0°$, $\bar{L} = 1$ и $\alpha = 90°$, $\bar{L} = 0$), является идеальной регулировочной характеристикой клапана. В любой точке коэффициент передачи для такой зависимости постоянный и равен

$$K_{кл} = \Delta\bar{L}/\Delta h = (\bar{L}_{max} - \bar{L}_{min})/(100 - 0).$$

При измерении угла поворота клапана в радианах $K_{кл} = 1/(\pi/2) = 2/\pi$. Для реализации идеальной регулировочной характеристики клапана как регулирующего органа САР требуется выбор сечения и специальное сочленение исполнительного механизма с тягой клапана через кулачок.

Характеристики клапана на прямом и обратном ходе створки в силу люфтов и зазоров могут не совпадать, что называют гистерезисом регулировочной характеристики. К идеальной характеристике (линия *2* на рис. 6.7) можно приблизиться, если подобрать сечение клапана по уравнению, учитывающему характеристики регулируемого участка. Так, линия *3* — регулировочная характеристика клапана, достигаемая при выборе сечения клапана с параллельными створками по уравнению

$$F_{кл} \approx 3{,}1 \cdot 10^{-4} L_{max}/\sqrt{\Delta p_{р.у}}, \qquad (6.2)$$

где L_{max} — максимальный часовой расход воздуха на участке, м³/ч; $\Delta p_{р.у}$ — сопротивление регулируемого участка при максимальном расходе воздуха на нем, Па.

Формула (6.2) не является эмпирической, а величина $3{,}1 \cdot 10^{-4}$ имеет единицу измерения. Выбор клапана по формуле (6.2) соответствует коэффициенту сопротивления регулируемого участка $\zeta_{р.у}$ в формуле (6.1), равному 2,5—3. Для клапана с оппозитными створками сечение клапана увеличивают на 20 %.

Если выбирают не одиночный клапан, а два или три синхронно управляемых и аэродинамически связанных, то перед расчетом нужно уравнять аэродинамические сопротивления параллельных участков. Так, например, сопротивление участка рециркуляционного воздуховода при закрытой створке и минимальном расходе на участке $L_{р\,min}$, $\zeta_{кл}$ ($\alpha = 90°$) должно быть уравнено с суммой сопротивлений участков наружного и выбросного воздуха при максимальных расходах на них и открытых створках $L_{нар\,max}$, $L_{выб\,max}$, $\zeta_{кл}$ ($\alpha = 0°$). Эта увязка особенно важна, когда приточный и рециркуляционно-вытяжной вентиляторы расположены близко друг от друга. Тогда сопротивление рециркуляционного участка мало. Если к тому же участки наружного и выбросного воздуха по конструктивным условиям оказываются протяженными, то указанное равенство сопротивлений может не выполняться. Рециркуляционный воздух пойдет в количестве больше требуемого, а наружный воздух — в количестве меньше требуемого. В этом случае при испытаниях системы потребуется выравнивание сопротивлений и уменьшение расчетного сечения рециркуляционного клапана.

Пример 6.1. Выбрать сечение воздушного клапана в ответвлении многозональной системы переменной производительности, если в зону подается максимальный расход воздуха $L_{max} = 10$ тыс м³/ч, а сопротивление регулируемого участка $\Delta p_{р.у} = 150$ Па. Ориентируемся на установку воздушного клапана с параллельными створками. По формуле (6.2) находим искомое сечение клапана: $F_{кл} = 3{,}1 \cdot 10^{-4} \times 10 \cdot 10^3 / \sqrt{150} = 0{,}26$ м². По найденному сечению можно поставить клапан КВР 500×500 или круглую заслонку (клапан) Р630Э. Подчеркнем, что правильный выбор сечения клапана обеспечивает относительное постоянство коэффициента передачи и в конечном счете — возможность стабилизации параметра.

Проанализируем вид кривой *3* на рис. 6.7. Она обусловлена аэродинамической характеристикой клапана, рассмотренной выше. При углах, близких к открытию, из-за малого изменения $\zeta_{кл}(\alpha)$ относительный расход воздуха через клапан меняется незначительно. При «средних» углах поворота створки сопротивление клапана значительно меняется и поэтому также меняется расход воздуха. При углах, близких к закрытию, сказывается негерметичность клапана и возникают утечки. Их вычисляют из выражения

$$\bar{L}_{min} = L_{min}/L_{max} = \sqrt{[\zeta_{р.у} + \zeta_{кл}(\alpha_0)]/\zeta_{кл.закр}}.$$

Например, при $\zeta_{р.у} = 2{,}5$, $\zeta_{кл}(\alpha_0) = 0{,}5$ и $\zeta_{кл.закр} = 400$ утечки составляют $\bar{L}_{min} = \sqrt{(2{,}5 + 0{,}5)/400} = 0{,}087 \approx 9\ \%$.

В процессе расчета сечения клапана может оказаться, что нужного сечения клапана нет, а можно поставить клапан другого сечения — большего. Это вполне допустимо, если изменить расчетное сечение клапана. Для этого часть створок отсоединяют от управления и закрывают, а оставшиеся должны иметь требуемое по расчету сечение. Другой вариант, когда сечение клапана меньше требуемого, более сложен. Для улучшения регулировочной характеристики нужно ввести на участке дополнительное сопротивление и при этом проверить, не уменьшится ли ниже допустимого расчетный расход воздуха на участке.

Как следует из анализа формулы (6.2), выбор сечения клапана прост и обеспечивает близкую к линейной регулировочную характеристику. Однако несмотря на простоту расчета, сечения клапана долгое время не подбирали, а ставили их без расчета, например, по сечению воздуховода. Нужное качество регулировочной характеристики при этом не обеспечивалось, коэффициент передачи клапана менялся в широких пределах и регулятор создавал автоколебания.

Конструкции клапанов наружного и рециркуляционного воздуха в центральных кондиционерах КТЦ отличаются от сетевых клапанов. Из-за большей ширины створок и конструктивных особенностей [14] живое сечение открытого клапана оказывается значительно меньше фронтального и как следствие — большее начальное сопротивление клапана. Для этих клапанов ВНИИкондиционер [29] предлагает выбирать сечение клапана по формуле

$$F_{кл} = F_к \left[\left(\frac{0{,}7 p_в}{w_в^2} \frac{\mu}{1-\mu} \right)^{-0{,}2} - 0{,}33 \right],$$

где $F_к$ — поперечное сечение центрального кондиционера, м²; $w_в$ — скорость воздуха в поперечном сечении кондиционера, м/с; $p_в$ —

сопротивление вентиляционной сети или давление приточного вентилятора, Па; μ — относительное сопротивление клапана на регулируемом участке, рекомендуется принимать μ в интервале 0,05—0,14.

Рассмотрим регулировочные характеристики клапана, поставленного без расчета сечения. По отношению к требуемому площадь клапана может оказаться либо значительно большей, либо, наоборот, значительно меньшей. Обычно поставленный без расчета клапан имеет площадь сечения значительно больше, чем требуется, поэтому если в смонтированной системе автоматизированный клапан имеет одинаковое с воздуховодом сечение, то можно предположить, что его сечение не рассчитано. Случай, когда сечение клапана значительно больше требуемого, отражает регулировочная характеристика *1* на рис. 6 7 Ее отличает значительная криволинейность, тем бо́льшая, чем значительнее сечение отличается от требуемого. Так, при начальных углах поворота створки ее поворот практически не изменяет расхода. Наоборот, при углах, близких к закрытию, расход резко «садится». В результате коэффициент передачи клапана при разных углах значительно меняется. Например, при малом угле α_1 касательная к точке *A* на регулировочной характеристике *1* наклонена к оси α под малым углом, тангенс которого пропорционален коэффициенту передачи. Наоборот, при большом угле α_2 касательная в точке *B* наклонена к оси α под большим углом и коэффициент передачи клапана велик. Исправить регулировочную характеристику в этом случае просто: нужно закрыть часть створок.

Рассмотрим другой случай, когда сечение клапана значительно меньше требуемого. В этом случае регулировочная характеристика имеет вид линии *4* на рис. 6.7. Ее тоже отличает значительная кривизна. Уже при малых углах α расход может резко снизиться и при дальнейшем прикрытии створки практически не будет меняться. Коэффициент передачи клапана и в этом случае значительно меняется.

6.2. Регулировочные характеристики синхронизируемых воздушных клапанов и направляющих аппаратов

Среди различных по назначению воздушных клапанов в распространенных системах с рециркуляцией есть такие, управление которыми должно производиться синхронно. Это клапаны наружного, рециркуляционного и выбросного воздуха, применяемые для стабилизации одного из параметров состояния воздуха в режиме, при котором система не потребляет ни теплоты, ни холода. Переменное количество наружного воздуха достигается тем, что клапаны наружного и рециркуляционного воздуха имеют противоположное направление движения створок. Кроме того, клапан выбросного воздуха движется в одном направлении с наружным клапаном Кроме поддержания параметра состояния воздуха при таком алгоритме управления клапанами обеспечивается подача санитарной нормы наружного воздуха, компенсация утечек воздуха в неплотностях огражде-

ний помещения, местных отсосов, постоянство производительности приточного и рециркуляционно-вытяжного вентиляторов.

На практике бывает трудно добиться нужной синхронизации управления тремя клапанами по положению их исполнительных механизмов. В таких системах один из клапанов является ведущим, управляемым термо- или влагорегулятором, а другой — ведомым и одновременно ведущим для третьего клапана. Учитывая сложность практической отладки этой системы, ее иногда упрощают, отказываясь от синхронизации управления тремя клапанами, ограничиваясь двумя синхронизируемыми клапанами или даже оставляя один (обычно рециркуляционный) управляемый клапан.

До последнего времени оставалось неясным, к каким последствиям приводят такие решения. В частности, требуется ответить на ряд вопросов:

каковы регулировочные характеристики $\bar{L}_{\text{нар}}(\alpha)$, $\bar{L}_{\text{р}}(\alpha)$, $\bar{L}_{\text{выбр}}(\alpha)$ при управлении расходами наружного, рециркуляционного и выбросного воздуха в схемах управления тремя, двумя и одним клапаном;

в какой мере изменяется производительность приточного и рециркуляционно-вытяжного вентиляторов в зависимости от применяемых схем синхронизации управления клапанами;

в какой мере изменяется полное давление воздуха в узлах системы, т. е. в местах соединения регулируемых участков наружного, рециркуляционного и выбросного воздуха при разных схемах синхронизации клапанов;

какие минимальные расходы наружного и выбросного воздуха получаются при упрощении схемы управления воздушными клапанами.

В результате решения этих вопросов можно сделать вывод о допустимости упрощения схем синхронизации управления воздушными клапанами исходя из требований системного анализа.

Некоторые сведения по этому вопросу можно найти в публикациях. В ГПИ «Проектпромвентиляция» [6] проведен анализ и натурные замеры в конкретной сети при управлении расходами воздуха с помощью двух и одного клапана. Вводится допущение о постоянстве давления вентилятора и давлений в узлах системы. Как следствие той или иной схемы управления указывается на изменение производительности вентиляторов, хотя никаких конкретных зависимостей не приводится. Минимальный расход наружного воздуха предлагается обеспечивать дополнительным каналом наружного воздуха, параллельным основному. В работе предлагают использовать клапаны с нелинейными расходными характеристиками, хотя в силу особенностей аэродинамической характеристики створчатого клапана другими они быть не могут. Во ВНИИкондиционере [14] получены регулировочные характеристики наружного и рециркуляционного клапанов центрального кондиционера КТЦ при рассмотрении приточной части системы и при разном согласовании клапанов с характеристиками регулируемых участков. Показано, что в рассмотренной одновентиляторной системе можно достичь

приближенно линейной характеристики изменения расходов наружного и рециркуляционного воздуха при мало изменяющейся производительности приточного вентилятора. Упомянутые исследования рассматривали произвольно выбранную часть системы при ряде упрощающих предположений, поэтому результаты работ нельзя использовать для широкого круга исходных условий, возможных в реальных системах.

Для решения поставленной задачи в ЛТИХП были проведены исследования на математической модели, описывающей аэродинамику рассматриваемой в общем виде системы. В системе, принципиальная аэродинамическая схема которой изображена на рис. 6.8, установлены два вентилятора Ц4-76 с регулирующими производительность органами и три клапана для управления расходами наружного, рециркуляционного и выбросного воздуха. Приточная и вытяжная части системы образовали два контура за счет того, что путь движения воздуха замкнут через атмосферу и помещение. Для решения задачи в общем виде учитывались не абсолютные значения расходов и давлений, а относительные, которые легко перевести в абсолютные, используя масштабные коэффициенты по расходу, давлению (сопротивлению) и характеристике участка:

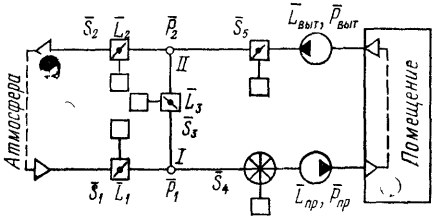


Рис. 6 8. Принципиальная аэродинамическая схема двухвентиляторной системы в задаче синхронного управления воздушными клапанами и направляющими аппаратами

$$m_L = \bar{L}/L = 24{,}3/(d_к^3 n_к);$$

$$m_p = \bar{p}/p = 3000/(d_к^2 n_к^2);$$

$$m_s = \bar{S}/S = m_p/m_L^2 = 5{,}1 d_к^4,$$

где $n_к$ — частота вращения колеса; $d_к$ — диаметр колеса.

Исходная система уравнений описывала равенство нулю суммы расходов воздуха в узлах и суммы потерь давления в контурах с учетом характеристики вентилятора данной серии и исходной рабочей точки:

$$\bar{S}_1\bar{L}_1^2 + \bar{S}_4\bar{L}_4^2 - \bar{p}_{пр}(\bar{L}) = 0;$$

$$\bar{S}_2\bar{L}_2^2 + \bar{S}_5\bar{L}_5^2 - \bar{p}_{выт}(\bar{L}) = 0;$$

$$\bar{S}_1\bar{L}_1^2 + \bar{S}_2\bar{L}_2^2 + \bar{S}_3\bar{L}_3^2 = 0;$$

$$\bar{L}_1 + \bar{L}_3 - \bar{L}_4 = 0;$$

$$\bar{L}_2 + \bar{L}_3 - \bar{L}_5 = 0,$$

где индексы 1, ..., 5 означают параметры (расходы $\bar{L}$, сопротивления p, характеристики $S = p/\bar{L}^2$ соответственно наружного,

выбросного, рециркуляционного, приточного и вытяжного участков системы); $\bar{p}_{пр}(\bar{L})$, $\bar{p}_{выт}(\bar{L})$ — аналитическая зависимость коэффициента давления приточного и вытяжного вентиляторов от коэффициента быстроходности, которая в общем случае зависит от положения лопаток направляющего аппарата (см. рис. 5.7).

Положение створок каждого из управляемых клапанов изменяли в интервале от нуля до 90° с шагом 15°. Безразмерные характеристики вентиляторов Ц4-76 на притоке и вытяжке в расчетном положении при открытом направляющем аппарате принимались вблизи максимального КПД ($\bar{L} = 0{,}214$; $\bar{p} = 3{,}84$; $\bar{S} = 86{,}5$). В расчетной схеме сети за начальное положение принималось полное открытие

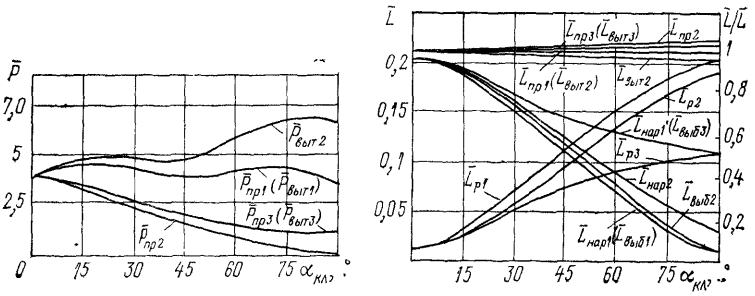


Рис. 6.9. Зависимость взаимосвязанного изменения расходов приточного, вытяжного, наружного, выбросного и рециркуляционного воздуха, давления вентиляторов (см. рис. 6.8) при вариантах управления

наружного и выбросного клапанов и полное закрытие рециркуляционного клапана. При этом утечка через закрытый клапан определялась негерметичностью конструкции. Рассмотрены варианты, когда давление в каждом узле системы (*I* и *II* на рис. 6.8) составляло 0,1; 0,3 и 0,5 от полного давления, развиваемого соответствующим вентилятором. Показанные на схеме регулирующие органы вентиляторов были открыты и в данной задаче не меняли своего положения.

Исследовались закономерности распределения расходов на участках и давлений в узлах при синхронном управлении тремя и двумя (рециркуляционным и выбросным) клапанами, а также одним рециркуляционным клапаном. Результаты проведенных на математической модели исследований обрабатывались в виде зависимости изменения относительных давлений в узлах системы, производительности каждого из вентиляторов и расходов наружного, рециркуляционного и выбросного воздуха от угла синхронного поворота створок клапанов. На рис. 6.9 показан характерный график зависимостей при давлении в узлах *I* и *II* (см. рис. 6.8), равном 0,1 давления вентилятора при разных схемах управления клапанами. Цифра в индексе на рис. 6.9 означает вариант управления: *1* — синхронное управление ИМ трех клапанов; *2* — синхронное управление ИМ клапанов рециркуляционного и выбросного воздуха; *3* — управление ИМ рециркуляционного клапана. Сравнение линий

изменения одной величины позволяет оценить влияние способа синхронизации на исследуемую величину. Сравнение относительных расходов и давлений при разных начальных давлениях в узлах делает возможным установить влияние этого фактора на исследуемые зависимости.

Для аргументированного анализа полученных на основе расчета на ЭВМ зависимостей сформулируем основные требования, предъявляемые к изменению расходов и давлений. Каждый из расходов ($L_{нар}$, $L_р$, $L_{выб}$) должен меняться во всем диапазоне его изменения по требованиям системы. Например, расход наружного воздуха должен меняться от $L_{нар\,min}$ до $L_{нар\,max} = L_{пр}$. Если минимальный расход наружного воздуха в некоторой схеме управления не обеспечивается, а превышается, то изменяются границы режимов работы, продолжительность режима потребления теплоты, мгновенные и годовые расходы теплоты и холода. Несоблюдение этого условия делает невозможным стабилизацию того параметра, который поддерживается управлением воздушными клапанами. Каждый из расходов должен меняться по возможности линейно от угла поворота и быть минимальным при закрытии створки. При управлении клапанами производительность вентиляторов не должна меняться. Наконец, давление в узлах системы как границах регулируемых участков полагают неизменным, что является условием построения регулировочной характеристики и выбора сечения одиночного воздушного клапана.

Сравним требуемые характеристики с полученными зависимостями. Наилучшей из регулировочных характеристик является синхронное управление тремя клапанами; при таком управлении расходы в основной части регулировочной характеристики меняются линейно; может быть изменен процент наружного воздуха в смеси; производительность вентиляторов остается практически неизменной, а давление в узлах системы изменяется не более, чем на 10 %.

При управлении двумя, а особенно одним клапаном, неуправляемые расходы не могут меняться в заданном диапазоне и без специальных мер, например дополнительного дросселирования участка, не достигают требуемых минимальных значений. Так, по результатам исследований минимальный расход наружного воздуха составил около 50 % при неуправляемом клапане (рис. 6.9), а должен был составлять 10 %. При таком результате не достигается нужная переменная пропорция наружного воздуха в смеси и в результате заданный параметр не поддерживается. При увеличенном расходе наружного воздуха возрастают текущие и расчетные расходы теплоты и холода, а также продолжительность режима потребления теплоты.

Действительно, мгновенный расход теплоты, записанный по методологии А. А. Рымкевича [24—27] через исходные данные, равен $Q_т = G_{нар\,min}(I_в - I_{нар}) - Q_{пом} - G_{вл}i_п - \Delta Q_{пр}$, а мгновенный расход холода $Q_х = Q_{пом} + G_{вл}i_п + \Delta Q_{пр} - G_{нар\,min}(I_в - I_{нар})$ и при $I_{нар} > I_в$ растет с увеличением $G_{нар\,min}$. При управлении двумя, а тем более одним клапаном заметно изменяется производительность вентиляторов и давления в узлах системы. Прове-

денные эксперименты показывают, что упрощение схемы синхронного управления тремя клапанами приводит к изменению режимов работы системы от расчетных, к перерасходам теплоты и холода, к изменению производительности вентиляторов и давлений в узлах, поэтому изменение схемы управления клапанами при системной оценке такого решения оказывается недопустимым.

В заключение кратко рассмотрим еще одну задачу управления, возникающую в системах переменного расхода. В большинстве кондиционируемых объектов минимальный расход наружного воздуха — некоторое постоянное число, которое нужно обеспечить при переменной производительности приточного вентилятора. Аналогично

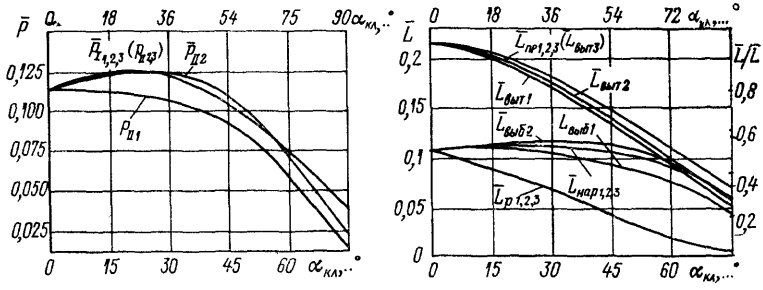


Рис. 6.10. Зависимость взаимосвязанного изменения расходов приточного, вытяжного, наружного, выбросного и рециркуляционного воздуха и относительного давления в узлах *1* и *2* (см. рис. 6.8) при вариантах управления

задан минимальный расход выбросного воздуха, постоянный при переменной производительности рециркуляционно-вытяжного вентилятора.

Одним из возможных решений такой задачи является синхронизация управления рециркуляционным клапаном с направляющим аппаратом приточного вентилятора (в многозональной системе) и дополнительно с регулирующим органом рециркуляционно-вытяжного вентилятора (в однозональной системе). Для проверки работы такой схемы управления были проведены исследования на математической модели. Рассмотрены варианты, когда вентиляторы управляются направляющими аппаратами и дроссельными клапанами. Методика исследований в основном аналогична вышеописанной. Результаты исследований обрабатывались в виде зависимостей всех расходов воздуха в системе и давлений в узлах от положения регулирующих органов вентиляторов. Характерные зависимости показаны на графике рис. 6.10 для случая, когда начальное относительное давление в узлах *I* и *II* схемы (см. рис. 6.8) составляет 0,1. Цифра в индексе на рис. 6.10 означает вариант управления: *1* — синхронное управление ИМ направляющих аппаратов вентиляторов и рециркуляционного клапана; *2* — синхронное управление ИМ направляющего аппарата приточного вентилятора, клапанов рециркуляционно-вытяжного вентилятора и рециркуляционного воздуха; *3* —

синхронное управление ИМ клапанов обоих вентиляторов и рециркуляционного воздуха. Анализ данных рис. 6.10 показывает, что синхронное управление производительностью вентиляторов и расходом рециркуляционного воздуха обеспечивает относительное постоянство расходов наружного и выбросного воздуха. Данное решение может рассматриваться наряду с другими при управлении системами переменного расхода.

6.3. Технические характеристики и выбор водяных клапанов

Для управления процессами, протекающими в тепломассообменных аппаратах систем, в качестве регулирующих органов применяют водяные клапаны. В зависимости от вида управляющего воздействия — изменения расхода тепло-, хладоносителя или его температуры — на входе в аппарат устанавливают один проходной водяной клапан либо два проходных, что равносильно одному смесительному. Водяные клапаны как регулирующие органы систем весьма распространены для управления аппаратами систем (воздухонагревателями, оросительными камерами, поверхностными воздухоохладителями). Схемы размещения водяных клапанов для управления аппаратами систем описываются в п. 5.2 и 5.3.

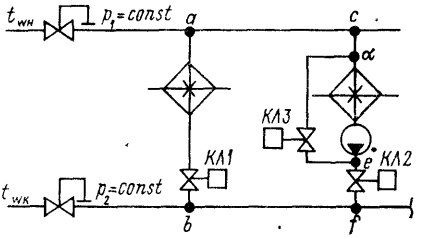


Рис. 6.11. Схема тепло-, хладоснабжения поверхностных аппаратов систем

Водяные клапаны делят на проходные и смесительные. Первые изменяют расход тепло-, хладоносителя (воды), дросселируя поток при переменном положении плунжера. Смесительные клапаны изменяют оба расхода воды с разной температурой, подводимой к клапану, и, как следствие, изменяют температуру воды на входе в аппарат.

Схема размещения клапанов для управления поверхностными аппаратами в системе тепло-, хладоснабжения приведена на рис. 6.11. Здесь показаны разные варианты обвязок аппаратов, соответствующие схемам управления расходом воды и температурой воды перед аппаратом. Регулируемый участок для клапана — это часть сети трубопроводов, где расход воды одинаковый. На границах регулируемого участка, так же, как и у воздушных клапанов, стараются обеспечить постоянное давление. При этом учитывают, что при использовании в сети нескольких теплообменных аппаратов, управляемых автоматически, происходит постоянное перераспределение расходов и давлений, поэтому в подающей и обратной магистралях устанавливают регуляторы давления. Это позволяет вести независимое управление каждым аппаратом.

При управлении расходом воды регулируемый участок ограничивается местами присоединения к подающей и обратной сети, например участок *ab*—для клапана *Кл1*, причем к сопротивлению участка

относится и гидравлическое сопротивление управляемого аппарата. При управлении температурой воды перед аппаратом с помощью двух проходных клапанов (*Кл2* и *Кл3*) границами регулируемых участков будут *cd* и *ef* для *Кл2* и *ed* для *Кл3*. Клапан *Кл2* одновременно изменяет расход как обратной, так и подаваемой из теплосети воды. В этой схеме сам аппарат не относится ни к одному из регулируемых участков.

Основные технические характеристики водяных автоматизированных клапанов приведены в табл. 6.1. Каждый клапан харак-

Таблица 6.1

Технические характеристики автоматизированных водяных клапанов

Тип клапана	Диаметр (мм) и условный расход (в скобках), м³/ч
Проходной с электрическим приводом 25ч931нж с линейной характеристикой $p_{max} = 1600$ кПа, $t_{max} = 300$ °С	15 (4); 20 (6,3); 25 (10); 40 (25); 50 (40); 80 (100)
Проходной с пневматическим приводом 25ч30нж ВО, 25ч32нж ВЗ, характеристика линейная и логарифмическая	15 (4); 20 (6,3); 25 (10); 40 (25); 50 (40); 80 (100); 100 (160); 150 (400); 200 (630)
Проходной с пневматическим приводом ПСК-64-ВО и ВЗ с линейной характеристикой	6 (0,1; 0,16: 0,25); 15 (0,4; 0,64; 1,0); 25 (1,6; 2,5)
Трехходовой смесительный с электрическим приводом 27ч905нж; I—III с равновеликими окнами; IV — с неравновеликими окнами	50-I (56,8); 50-II (44); 50-III (23,6); 50-IV (14,7/35,4); 80-I (119); 80-II (71); 80-III (33,7)

теризуется диаметром, условным расходом и типом характеристики плунжера. Диаметр клапана определяется размером присоединительного фланца. Условный расход C (м³/ч) через клапан есть расход несжимаемой жидкости с плотностью $\rho = 1000$ кг/м³ при полностью открытом плунжере, при котором сопротивление клапана равно 100 кПа (1 кг/см²). Условный расход зависит от конструкции клапана и его диаметра. При известной конструкции условный расход можно найти для любого диаметра клапана, учитывая, что он пропорционален квадрату диаметра клапана.

Проходные клапаны с пневматическими ИМ выпускают двух модификаций. Клапаны типа ВЗ (воздух закрывают) являются нормально открытыми или прямого действия, сокращающими расход регулируемой среды при повышении давления сжатого воздуха на мембрану. Проходные клапаны типа ВО (воздух открывает) являются нормально закрытыми или обратного действия и увеличивают расход регулируемой среды при повышении давления сжатого воздуха.

Как и для воздушных клапанов, для водяных различают три типа характеристик: конструктивную, внутреннюю (собственную) и регулировочную.

Конструктивная характеристика клапана определяет зависимость между перемещением плунжера и изменением площади открытого сечения для прохода среды. Эта зависимость является основной при конструировании регулирующего клапана. При переделке плунжера в процессе наладки системы конструктивная характеристика меняется. Несмотря на различие конструктивных характеристик, основные элементы клапана одни и те же: корпус, плунжер, седло (одно или два), привод и исполнительная связь. Клапаны с одним седлом имеют неуравновешенный плунжер, испытывающий значительные усилия от давления среды, и обеспечивают плотное закрытие. Двухседельный клапан имеет уравновешенный плунжер, пропуск воды при закрытом плунжере составляет 2—6 % от расчетного расхода.

Внутренняя характеристика клапана определяет зависимость между ходом плунжера и расходом среды через клапан при постоянном перепаде давлений на клапане. Такая зависимость называется также предельной (идеальной) характеристикой клапана, потому что в этом случае относительное сопротивление клапана

$$s = \Delta p_{\text{кл}}/(\Delta p_{\text{кл}} + \Delta p_{\text{р. у}}) = 1. \quad (6.3)$$

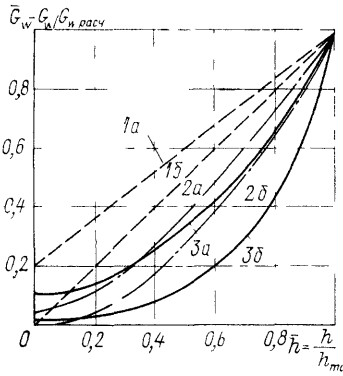


Рис. 6 12. Внутренняя расходная характеристика водяных клапанов: *а* — клапан с утечкой; *б* — клапан без утечки:
1 — линейная; *2* — параболическая; *3* — логарифмическая

Эта характеристика определяется на стендах заводов-изготовителей и приводится в каталогах. При выборе клапана и его наладке учитывают внутреннюю расходную характеристику клапана.

В зависимости от типа плунжера регулирующие клапаны могут иметь линейную, параболическую или логарифмическую (равнопроцентную) внутреннюю расходную характеристику. Линейная характеристика, показанная на рис. 6.12, обеспечивает зависимость между расходом воды G_w и ходом плунжера h по уравнению

$$G_w = G_{w0} + eh,$$

где e — постоянный коэффициент, зависящий от конструкции и размеров клапана, а также от среды и перепада давлений на клапане; G_{w0} — расход воды, проходящей через клапан в закрытом положении.

Параболическая характеристика обеспечивает зависимость, при которой расход воды через клапан пропорционален квадрату хода плунжера,

$$G_w = G_{w0} + eh^2.$$

Логарифмическая (равнопроцентная) характеристика обеспечивает зависимость, при которой перемещение плунжера на единицу хода (независимо от положения плунжера) вызывает изменение

расхода воды, составляющее один и тот же процент от расхода воды перед началом перемещения плунжера,

$$G_w = G_{w0}(1+n)^h,$$

где n — так называемый процентный фактор (обычно 3 или 4 %), подставляемый в формулу в долях единицы.

Выбор того или иного типа характеристики обычно производят, согласуя ее с регулировочной характеристикой аппарата как объекта управления. При таком выборе можно обеспечить примерное постоянство произведения коэффициентов передачи регулирующего органа (водяного клапана) и объекта управления — аппарата.

Рассмотрим методику выбора типа характеристики плунжера клапана на примере. Пусть поверхностный теплообменный аппарат управляется изменением расхода воды с помощью проходного клапана. Регулировочная характеристика аппарата при известном и для простоты постоянном расходе воздуха $G_в$, поверхности аппарата F как зависимость конечного параметра $t_к$ или коэффициента эффективности процесса $K_в$ от управляющего воздействия G_w известна и показана на рис. 6.13, *а*. Если расчетный коэффициент эффективности $K_{в.\,расч\,1}$, то его значению соответствует точка *1* на характеристике и расчетный расход воды через аппарат $G_{w\,расч\,1}$. Смежный квадрат используем для построения характеристики клапана в координатах $G_w = f(h)$. Если левее рабочей точки *1'* характеристику аппарата можно считать практически линейной, то и характеристика плунжера клапана должна быть линейной, как это показано на рис. 6.13, *б*. Изменим условия, увеличим расчетный коэффициент эффективности процесса в аппарате до $K_{в.\,расч\,2}$ — этому будет соответствовать точка *2* на характеристике и расчетный расход воды $G_{w\,расч\,2}$. Левее точки *2* (рис. 6.13) характеристика аппарата нелинейна, поэтому в таком случае применим клапан с логарифмической характеристикой плунжера, показанной на рис. 6.13, *б*. В итоге обе характеристики (аппарата и клапана) могут быть нелинейны, а результирующая характеристика обоих аппаратов практически линейна. В таком случае произведение коэффициентов передачи этих двух звеньев будет мало меняющимся.

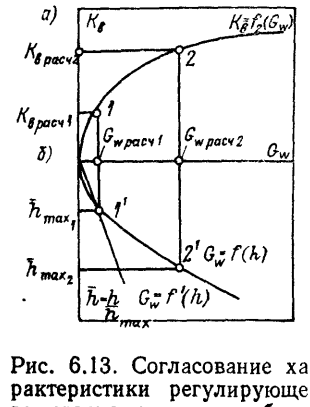


Рис. 6.13. Согласование характеристики регулирующего органа за счет выбора типа плунжера (*б*) с регулировочной характеристикой аппарата (*а*)

Следует обратить внимание, что расход воды может не снижаться до нуля, т. е. происходят утечки через клапан. В некоторых случаях это может быть нежелательным, т. е. не позволит получить коэффициент эффективности управляемого процесса равным нулю. В других случаях это может быть полезным, например устранит опасность замерзания воды в трубках воздухонагревателя в нерабочее время.

При наличии утечек теплоносителя через закрытый клапан в некоторых случаях не требуется применять защиту от замерзания, например при управлении аппаратом температурой воды на входе. При управлении двумя проходными клапанами изменяют температуру воды — характеристики клапанов в этом случае должны быть линейными.

Регулировочная характеристика водяного клапана есть зависимость расхода воды $\bar{G}_w$ (в долях от расчетного расхода $G_{w\,\text{расч}}$) от положения плунжера h и относительного сопротивления клапана на участке s. Характерные регулировочные характеристики водяных

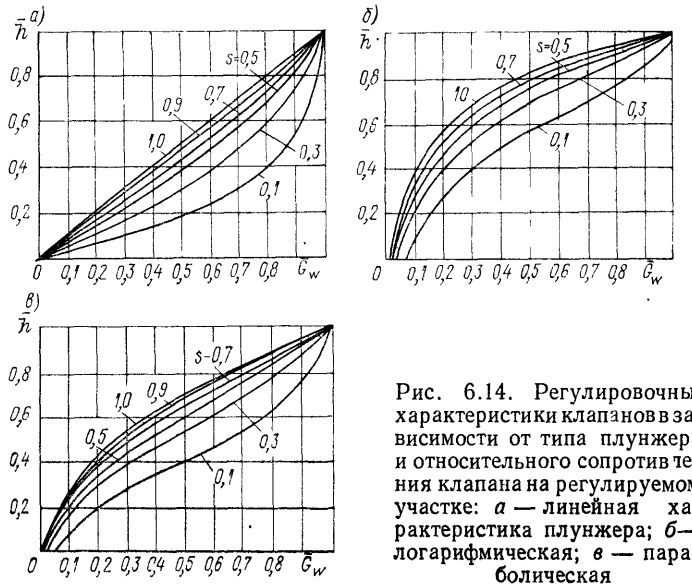


Рис. 6.14. Регулировочные характеристики клапанов в зависимости от типа плунжера и относительного сопротивления клапана на регулируемом участке: *а* — линейная характеристика плунжера; *б* — логарифмическая; *в* — параболическая

клапанов при разных типах плунжеров показаны на рис. 6.14. При увеличении s регулировочные характеристики приближаются к собственной характеристике клапана. Наоборот, при малых s регулировочные характеристики отклоняются от собственных характеристик клапана и становятся нелинейными.

Выбор сечения водяного клапана описан в справочной литературе [34], хотя этому вопросу в ряде случаев не уделяют должного внимания. Это приводит к невозможности управления аппаратом и необходимости замены клапана другим или переделке плунжера. Водяной клапан, поставленный без расчета, можно определить визуально на системе после ее монтажа. Сечение такого клапана обычно совпадает с сечением трубопровода на регулируемом участке. Наоборот, правильно выбранный клапан имеет сечение меньше, чем сечение трубопровода. Выбор сечения клапана обычно несложен и при этом обеспечивает требуемую регулировочную характеристику клапана.

Исходными данными для выбора водяного клапана являются схема управления аппаратом, регулировочная характеристика аппа-

рата, расчетный расход тепло-, хладоносителя через клапан, сопротивление регулируемого участка, на котором установлен клапан при расчетном расходе воды.

При выборе сечения клапана стараются выполнить условие $s \to 1$, т. е. сопротивление клапана делают основным на регулируемом участке. Задавшись величиной s (например, $s = 0{,}9 \div 0{,}95$), легко вычислить сопротивление открытого клапана при известном сопротивлении участка $\Delta p_{\text{р. у}}$. Из уравнения (6.3) и из рис. 5.3 следует

$$\Delta p_{\text{кл}} = \Delta p_{\text{р. у}}/(1/s - 1)\, p_{\text{под}} - p_{\text{обр}} - \Delta p_{\text{г. д}}.$$

Условный расход воды через клапан определяют при известном расчетном расходе воды $G_{w\text{р}}$ (кг/ч), предварительно найденном сопротивлении клапана $\Delta p_{\text{кл}}$ (кПа), плотности перемещаемой жидкости (ρ_w) и с учетом поправки ψ на вязкость жидкости

$$C = G_{w\text{р}}/(3{,}16\psi \sqrt{\Delta p_{\text{кл}} \rho_w}). \qquad (6.4)$$

При расчете водяных клапанов приближенно принимают $\rho_w = 1000$ кг/м^3 и $\psi = 1$. По вычисленной величине C и табл. 6.1 выбирают условный диаметр клапана $d_{\text{у}}$ и условный расход C. Если рассчитанная и принятая величины C заметно различаются, то можно в обратном порядке найти $\Delta p_{\text{кл}}$ из уравнения (6.4) и величину s по уравнению (6.3). Регулировочную характеристику выбранного клапана можно представить по данным рис. 6.14 при известном s. Особенности выбора типа плунжера были описаны выше и поэтому здесь не приводятся.

Поясним методику выбора клапанов на примерах.

Пример 6.2. Выбрать сечение и тип характеристики плунжера водяного клапана, управляющего расходом теплоносителя через воздухонагреватель по схеме рис. 6.11, Расчетный расход воды $G_{w\ \text{расч}} = 2700$ кг/ч, сопротивление воздухонагревателя, трубопроводов и арматуры в пределах регулируемого участка *ab* по схеме рис. 6.11 от подающей до обратной магистрали $\Delta p_{\text{р. у}} = 4$ кПа, диаметр трубопровода $d = 40$ мм, расчетная скорость воды в трубопроводе $w = 0{,}57$ м/с, скорость воды в трубках изменяется от 0,5 м/с до нуля. В этом диапазоне изменения скорости (расхода) регулировочная характеристика аппарата $K_{\text{в}} = f(w)$ нелинейна. Система регулирования электрическая, режим работы системы двухсменный.

Предварительно задаемся относительным сопротивлением клапана на регулируемом участке $s = 0{,}95$, тогда сопротивление клапана составит $\Delta P_{\text{кл}} = 4/(1/0{,}95 - 1) = 80$ кПа. В этих условиях требуется клапан с условным расходом воды

$$C = 2700/(3{,}16 \cdot 1 \sqrt{80 \cdot 1000}) = 3 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

По табл. 6 1 и вычисленной величине $C = 3$ м^3/ч выбираем проходной клапан с электроприводом типа 25ч931нж с диаметром условного прохода $d_{\text{у}} = 15$ мм и условным расходом $C = 4$ м^3/ч Как видно из сравнения диаметров трубопровода на участке и выбранного клапана, сечение последнего значительно меньше, чем трубопровода При выбранном диаметре клапана уточним его сопротивление: $\Delta p_{\text{кл}} = [2700/(4 \cdot 3{,}16 \cdot 1 \sqrt{1000})]^2 = 46$ кПа. Этому значению соответствует величина $s = 46/(46 + 4) = 0{,}92$, которая после уточнения диаметра клапана изменилась незначительно по сравнению с той, которой первоначально задавались.

Учитывая криволинейность регулировочной характеристики воздухонагревателя, выбираем клапан с логарифмической характеристикой плунжера Учитывая режим работы системы и возможность замерзания воды в нерабочее время при плотно закрытом клапане, выбираем клапан с утечкой воды в закрытом положении В дан-

ном случае при выбранной схеме управления защита от замерзания может потребоваться при аварийной ситуации в рабочее время. (Если температура теплоносителя на входе в аппарат будет выше соответствующего графика $t_{w_н} = f(t_{нар})$).

Пример 6.3. Выбрать один из двух проходных клапанов (*Кл2* на схеме рис. 6.11) в схеме управления аппаратом температурой воды на входе в аппарат, если клапан установлен на трубопроводе охлажденной воды при ее расчетном расходе от теплосети $G_{w.\,расч} = 1200$ кг/ч. Диаметр трубопроводов *cd* и *ef* (см. рис. 6.11) в пределах регулируемого участка для клапана *Кл2* $d_у = 32$ мм, расчетная скорость воды $w_{wp} = 0{,}33$ м/с, сопротивление трубопроводов и арматуры $\Delta p_{р.\,у} = 1{,}5$ кПа (аппарат не относится ни к одному из двух регулируемых участков). Регулировочная характеристика теплообменного аппарата в схеме управления при постоянном расходе воды, а также воздуха — линейна. Система регулирования электрическая, режим работы системы — односменный.

Предварительно задаемся относительным сопротивлением клапана на регулируемом участке $s = 0{,}9$, тогда сопротивление клапана составит $\Delta p_{кл} = 1{,}5/(1/0{,}90 - 1) = 13{,}5$ кПа. В этих условиях требуется установить клапан с условным расходом воды

$$C = 1200/(3{,}16 \cdot 1\sqrt{13{,}5 \cdot 1000}) = 3{,}2 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

По табл. 6.1 и вычисленной величине $C = 3{,}2$ м³/ч выбираем проходной клапан с электроприводом типа 25ч931нж с диаметром условного прохода $d_у = 15$ мм и условным расходом $C = 4$ м³/ч. Сечение клапана значительно меньше сечения трубопровода, установка клапана без расчета по сечению трубопровода была бы ошибочной, искажающей регулировочную характеристику. Уточним сопротивление выбранного клапана $\Delta p_{кл} = [1200/(4 \cdot 3{,}16 \cdot 1\sqrt{1000})]^2 = 9{,}0$ кПа. Относительное сопротивление клапана составит $s = 9{,}0/(9{,}0 + 1{,}5) = 0{,}89$, эта величина по сравнению с первоначально выбранной изменилась незначительно.

Учитывая линейность регулировочной характеристики теплообменного аппарата, выбираем клапан с линейной характеристикой плунжера. Учитывая возможность замерзания воды при закрытом клапане в нерабочее время, выбираем клапан с утечкой воды в закрытом положении. В таком случае при данной схеме управления не потребуется применение защиты от замерзания воды.

В проектах и на практике встречаются решения, когда аппарат управляется переменной температурой воды путем смешения двух расходов воды с разными температурами. В одних случаях применяют один клапан, в других — два синхронизируемых водяных клапана. Один клапан можно ставить при выполнении нескольких условий. Во-первых, расчетные температуры воды от внешнего источника и для данного аппарата должны быть разными; например, минимальная температура воды перед камерой орошения должна быть выше расчетной температуры воды, подаваемой от холодильной станции. Во-вторых, на участке, где установлен аппарат, должно быть значительное гидравлическое сопротивление по сравнению с участком, где устанавливают клапан. Это обеспечивает относительное постоянство расхода воды через аппарат при управлении одним клапаном. Изменение расхода воды было бы дополнительным возмущающим воздействием.

При выборе воздушных и водяных клапанов нужно учитывать номенклатуру выпускаемого оборудования, которая не является неизменной. Основной вид клапанов для управления расходами тепло- и хладоносителя в системах кондиционирования и вентиляции — это клапаны 25ч931нж; они выпускаются в явно недостаточном количестве, что в конечном счете приводит к существенным перерасходам теплоты и холода. Недостатком их конструкции можно

считать неплотное закрытие (утечки воды), что изменяет положение границ режимов обработки воздуха, увеличивает расходы теплоты и холода. Исполнительный механизм на клапанах с большими диаметрами прохода соединяется через редуктор с прямозубыми шестернями и не обеспечивает торможения клапана в выключенном состоянии при давлении жидкости 200—300 кПа. К тому же узел сочленения клапана с ИМ мало надежен. Наконец, для малых расходов воды в местных кондиционерах нужны клапаны малого условного прохода (d_y равно 6 и 10 мм). Таким образом, совершенствование регулирующих органов систем является насущной задачей и средством повышения экономической эффективности решений.

Глава 7

ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ СХЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ВЕНТИЛЯЦИИ

Среди подсистем, входящих в систему автоматизации, ведущая роль принадлежит системам автоматического регулирования, поэтому данную главу книги можно считать важнейшей. Основная задача специалиста — научиться выбирать принципиальные решения системы регулирования, составлять функциональную схему. Это сложно потому, что исходные условия, лежащие в основе решений по регулированию и управлению, значительно различаются. В то же время система регулирования как никакая другая предопределяет выполнение функций поддержания параметров и все затраты на обработку воздуха.

7.1. Анализ применяемых типовых решений схем автоматического регулирования центральных систем кондиционирования и вентиляции

К проектированию, наладке и эксплуатации систем кондиционирования воздуха и вентиляции привлечено большое количество специалистов отраслевых организаций и предприятий. Для того чтобы упростить и ускорить работу по проектированию, сэкономить средства, разрабатывается и используется ряд вспомогательных материалов, каталогов, альбомов, типовых чертежей, указаний по проектированию. Эту же цель преследует разработка типовых решений (альбомов) по автоматическому регулированию и управлению систем кондиционирования и вентиляции. Они предназначены для использования многими проектно-конструкторскими организациями.

Польза от правильного и обоснованного применения типовых решений по автоматизации безусловно велика, ибо дает конкретную

техническую информацию «на стыке» смежных отраслей науки и техники. Другие положительные качества типовых решений по автоматизации — сокращение времени проектирования, пригодность для большого числа случаев, обеспечение поддержания заданных параметров, использование серийно выпускаемых средств автоматизации. Если же конкретное решение системы управления применяется «не для тех» условий, то не следует ожидать эффекта в работе системы, а главное — экономного потребления теплоты и электроэнергии.

Рассмотрим, в какой мере общесоюзные типовые схемы автоматизации и некоторые отраслевые схемы позволяют применять их в разнообразных случаях проектирования. Для большей четкости в последующем изложении будут рассмотрены исходные данные, для которых предназначены схемы, способы поддержания параметров, управляющие воздействия, алгоритм управления системой.

Главный принцип, положенный в основу типовых схем, — обеспечение работоспособности, поддержание параметров. Однако с позиций современной экономической политики это только необходимое, но отнюдь не достаточное условие. Принимаемые технические решения влияют на показатели системы, на мгновенные и годовые расходы теплоты, холода, электроэнергии. В этом смысле типовые решения не гарантируют, будут ли годовые расходы при выбранных решениях приближаться к своим минимально-неизбежным величинам. В типовых решениях не рассматриваются ограничения по системе и ее элементам; отсюда может показаться, что рекомендуемые решения применимы во всех случаях.

Исходные данные приводятся в типовых схемах в ограниченном виде: указывается только, как заданы параметры состояния воздуха в помещении (точкой, линией, многоугольником), причем рассматривается в основном наиболее простой случай, когда параметры заданы точкой. Что касается нагрузок, то сведения о них весьма ограничены. Из нагрузок разных видов (тепловой, влажностной, газовой) обычно рассматривается только тепловая. ГПИ Сантехпроект [1—4] рассматривает знакопеременную тепловую нагрузку, что является достаточно общим случаем. ЦНИИЭП инженерного оборудования [5] предполагает тепловую нагрузку постоянной. В то же время приводится схема автоматической стабилизации температуры в помещении. Рассмотренный случай является частным и в этих условиях не требует стабилизации параметра. Закономерность изменения влажностной нагрузки не рассматривается, без специальных оговорок эта нагрузка принимается постоянной, что тоже является частным случаем.

Характеристика процесса ассимиляции теплоты и влаги в помещении принята близкой к бесконечности, а направление процесса — к линии постоянного влагосодержания. Остается неясным, какие решения принимать при заметном наклоне процесса в I — d-диаграмме. Разработчики функциональных схем регулирования исходят в основном из особенностей технологических схем систем, в меньшей степени — из некоторых исходных данных. В некоторых технологических схемах оборудование дублируется: так, наряду

с поверхностным воздухоохладителем установлен воздухонагреватель, хотя процессы можно было совместить в одном аппарате. В ряде систем с рециркуляцией воздухонагреватель первого подогрева установлен в наружном воздуховоде, хотя предпочтительнее во избежание замерзания теплоносителя — воды в трубках — его установка на смеси. Газовая нагрузка, определяющая минимальный расход наружного воздуха ($G_{\text{нар min}}$), никак не оговаривается, остается предполагать, что рассматривается более частный случай: $G_{\text{нар min}} = \text{const}$. В то же время уместно заметить, что в производственных помещениях многих отраслей промышленности имеют место переменные газовыделения, что безусловно нужно учитывать при автоматизации систем вентиляции.

Таким образом, из трех видов нагрузок помещения, определяющих алгоритм управления, технологические и экономические показатели, оговаривается (в лучшем случае) изменение только тепловой. Естественно, решения АСУ принимаются без учета данных об изменении (или, наоборот, постоянстве) влажностной и газовой нагрузок помещения. Сведения о нагрузках и необходимости поддержания параметров в помещении в нерабочее время полностью отсутствуют. В то же время нужно помнить, что даже при двухсменной работе систем нерабочее время с учетом выходных дней и праздников составляет половину общего годового времени, поэтому решения АСУ в нерабочее время существенно влияют на экономические показатели систем.

Изменение состояния наружного воздуха учитывается лишь частично; построение процессов обработки воздуха приводится в I — d-диаграмме только для двух расчетных (в теплый и холодный период года) состояний наружного воздуха (см. рис. 2.9). Между тем эти построения не характеризуют все возможные режимы[1] работы системы, число которых может достигать в наиболее общем и сложном случае четырнадцати (!). Даже в более простых случаях число режимов составляет четыре-пять и, чтобы их приводить в нужной последовательности, требуется иметь определенный алгоритм, обеспечить нужные блокировки, переключения и т. п.

Из-за ограниченности и простоты задания ряда исходных данных остается неясным, как поступать в реальных, более сложных случаях, какие решения принимать по управлению системой.

Из трех возможных параметров состояния и состава воздуха ($t_{\text{в}}$, $d_{\text{в}}$ или $\varphi_{\text{в}}$, $C_{\text{в}}$) типовые решения рассматривают только методы стабилизации температуры воздуха. Во всех схемах предполагается, что влагосодержание или относительная влажность стабилизируется косвенно, за счет поддержания постоянной температуры воздуха после камеры орошения. Такое решение много лет было вынужденным, так как учитывало отсутствие серийных влагорегуляторов. В последние годы положение исправляется, а в ряде случаев (прежде всего при малом допустимом отклонении $d_{\text{в}}$ или $\varphi_{\text{в}}$ и большом изме-

[1] Под режимом работы системы понимается специально организуемая последовательность процессов тепловлажностной обработки воздуха.

нении отношения $G_{вл}/G_в$) требуется оговаривать необходимость стабилизации влажности. Если это не учитывать, то применение типовых схем с косвенным поддержанием влажности может оказаться необоснованным и неэффективным. Стабилизация концентрации в типовых схемах автоматизации систем вентиляции не предусматривается. Это отчасти объясняется отсутствием или ограниченностью серийно выпускаемых автоматических регуляторов концентрации различных вредных веществ и серийно комплектуемых первичных преобразователей. Кроме того, это объясняется более скромным уровнем автоматизации систем вентиляции, уменьшенным расходом энергии (за счет отсутствия искусственного холода).

Несмотря на все изложенное, стабилизация концентрации в условиях переменных газовыделений сокращает расход наружного воздуха, расход теплоты на нагревание, а в прямоточных системах — электроэнергии на перемещение воздуха. В большинстве случаев не указываются заданные отклонения параметров в помещении.

В типовых решениях по автоматизации *применяется ограниченное число управляющих воздействий*. Из возможного состава оборудования (аппаратов, нагнетателей) в большинстве случаев используется управление только воздухонагревателем (только расходом воды) и оросительной камерой (в политропных процессах). Создается впечатление, что никаких других способов управления воздухонагревателями не существует. Процесс изоэнтальпийного увлажнения остается в схемах неуправляемым, так же как и производительность вентиляторов и насосов. Неуправляемые процессы приводят к перерасходам теплоты и электроэнергии, что пояснено в п. 4.6. Только в отдельных случаях (неясно, при каких исходных данных) применяется автоматическое управление вентиляторами, т. е. системы переменной производительности. Так как система ограничений по каждому управляющему воздействию, например расходу теплохладоносителя и воздуха, не приводится, то остается неясным, когда и до какой степени это воздействие можно применять. Например, чрезмерное увлечение управлением воздухонагревателя расходом воды связано с уменьшением ее скорости и высокой опасностью замерзания воды в рабочем режиме (а не в аварийной ситуации). Получается, что применение такого способа управления во многих случаях и надолго выключает систему из работы.

Схемы управления систем переменной производительности построены на принципах полной идентичности с системами постоянной производительности. Это нежелательно по ряду причин. Во-первых, при управлении производительностью в режимах с потреблением теплоты или холода расход $G_{нар\ min}$ меняется, как и другие расходы в системе, а это недопустимо, поэтому нужно применять специальные меры к стабилизации расхода наружного воздуха. Во-вторых, управление воздухонагревателем первого подогрева расходом воды в большинстве случаев оказывается неприменимым — требуется совершенно другой способ управления. В-третьих, для обеспечения постоянства коэффициента орошения μ, сокращения потребления электроэнергии насосом требуется синхронно с производительностью

вентилятора управлять производительностью насоса. Подводя итог, подчеркнем, что отсутствие таких управляющих воздействий или их необоснованное использование приводит к изменению функциональных, технологических и экономических показателей данной системы.

Применяемый алгоритм функционирования характеризуется использованием жесткой последовательности управляющих воздействий для случая, когда режимы следуют друг за другом и нет альтернативы выбора. Это происходит, например, в том случае, если границы режимов работы центральной системы (СКВ) — изоэнтальпы. Тогда, рассматривая годовую последовательность процессов обработки воздуха («от зимы к лету»), опишем ее так. Сначала управляют процессом нагревания, о его прекращении судят по переходу ИМ водяного клапана в крайнее положение. Когда это происходит, управление переводится на воздушные клапаны. По мере роста энтальпии наружного воздуха увеличивается расход наружного и выбросного воздуха, уменьшается расход рециркуляционного воздуха. Когда ИМ клапана наружного воздуха придет в крайнее положение (открытия), то начнется новый режим, в котором управляют температурой холодной воды, подаваемой к форсункам оросительной камеры или к поверхностному воздухоохладителю (БТМ). Более сложные алгоритмы функционирования системы, когда границами режимов являются изолинии $I_{нар}$ и $d_{нар}$, при существующей аппаратуре управления реализовать не удается.

Типовые схемы регулирования относятся только к простейшим сочетаниям исходных данных и ограничены по числу. Из работ института ГПИ «Харьковский Сантехпроект» [29] вытекает, что для упорядочения схем регулирования обработку воздуха в системе в общем случае (для многозональной системы переменного расхода) удобно разделить на три этапа. На первом этапе смесь наружного и рециркуляционного воздуха после обработки доводится до состояния, близкого к насыщению (состояние так называемой точки росы). На втором этапе воздух доводится до требуемого состояния в помещении. На третьем этапе устраняется перераспределение расходов между зонами регулирования. Соответственно этим этапам обработки рассматриваются три последовательных контура регулирования (число зональных параллельных контуров может быть любым). Три последовательных контура соответствуют двум регулируемым термодинамическим параметрам состояния и одному аэродинамическому (давление воздуха в коллекторе). Концентрация вредного вещества как регулируемый параметр состава воздуха в этой работе не рассматривается. В первом контуре возможен 21 вариант набора оборудования для обработки воздуха, во втором —пять вариантов обработки воздуха и в третьем — шесть вариантов обработки. После перемножения приведенных цифр можно сделать вывод, что теоретически возможное число вариантов набора оборудования составляет 630 (!). В то же время число технологических схем в однозональной системе — три. С учетом разработанной систематизации предложена структурная схема, пользуясь которой как

ключом, по сумме заданных условий и технологический схеме системы выбирается та или иная схема регулирования. Варианты выбора функциональных схем однозональных систем с рециркуляцией можно представить на основе таблиц из работы [29].

7.2. Алгоритм оптимального управления системой для общего случая исходных данных

Представляет интерес возможность управления процессами обработки воздуха в наиболее общем случае, когда параметры в помещении заданы многоугольником при переменных нагрузках (тепловой и влажностной). Этот вопрос специально рассмотрен А. А. Рымкевичем в работе [29]. Используем эти представления, опишем структуру основных операций алгоритма оптимального управления системой. Такой состав операции может определить не только требования к перспективным САУ, но и возможности использования существующих методов и средств автоматизации. Исходные предпосылки для определения состава основных технологических операций управления полностью вытекают из режимов работы системы и процессов обработки воздуха. Предлагается восемь групп операций, образующих алгоритм управления системой.

Операции первой группы заключаются в определении текущих (мгновенных) значений метеорологических параметров наружного воздуха. В данном случае, когда осуществляется логический поиск оптимального из ряда возможных режимов работы системы, наружные параметры используются для вычислений в соответствии с расчетными уравнениями для модели термодинамического состояния системы. Наиболее просто измерять температуры наружного воздуха по сухому и мокрому термометрам. Искомое значение энтальпии связано с температурой мокрого термометра приближенным соотношением $I_{\text{нар}} = 0{,}71t_{\text{нар. м}}$ (если I в ккал/кг) и $I_{\text{нар}} = 3t_{\text{нар. м}}$ (если I в кДж/кг).

Операции второй группы предназначены для определения текущих значений тепловлажностной нагрузки ($Q_{\text{изб}}$ или удельной $q_{\text{изб}} = Q_{\text{изб}}/F_{\text{пом}}$), тепловлажностного отношения $\varepsilon_{\text{пом}}$. С учетом нестационарности процесса выделения теплоты и влаги в помещении выделяемое и поступающее в воздух количество теплоты и влаги не равны. В первом приближении, пренебрегая возможным переходным процессом в системе регулирования, можно использовать известное уравнение баланса в установившемся состоянии:

$$Q_{\text{изб}} = G_{\text{в}}(I_{\text{ух}} - I_{\text{пр}}) \text{ или } q_{\text{изб}} = m(I_{\text{ух}} - I_{\text{пр}}), \qquad (7.1)$$

где разность энтальпий может быть заменена соответствующей разностью измеряемых температур мокрого термометра уходящего и приточного воздуха. Расход приточного воздуха можно определять по положению регулирующего органа (например, направляющего аппарата), предварительно отградуированного для данной сети при известной зависимости расхода от положения устройства.

Для вычисления тепловлажностного отношения $\varepsilon_{\text{пом}}$ предлагается использовать соотношение

$$\varepsilon_{\text{пом}} = \frac{\Delta I}{\Delta d} = \frac{c_{\text{рв}}\Delta t + i_{\text{п}}\Delta d}{\Delta d} = \frac{c_{\text{рв}}\Delta t}{\Delta d} + i_{\text{п}} = \frac{c_{\text{рв}}\Delta t i_{\text{п}}}{\Delta I - c_{\text{рв}}\Delta t} + i_{\text{п}} =$$

$$= i_{\text{п}}\left[1 + \frac{1}{\Delta I/(\Delta t c_{\text{рв}}) - 1}\right]. \qquad (7.2)$$

Операции третьей группы заключаются в определении класса тепловлажностных нагрузок и границ расчетных зон в любой момент времени. Необходимость вычисления класса нагрузок возникает в том случае, если нагрузка на систему изменяется с переходом из класса в класс. Для нагрузки 1-го класса вершина a_1 многоугольника M_1 (рис. 7.1) при $G_{\text{нар min}}$ должна быть выше линии насыщения воздуха, иначе $t_{a1} > t_{aM1}$. Для нагрузки 3-го класса вершина a_1 многоугольника M_1 окажется ниже линии насыщения, т. е. $t_{a1} < t_{aM1}$. Для составления неравенств и определения класса тепловлажностных нагрузок значения температур точки a_1 вычисляют по сухому и мокрому термометрам с помощью уравнений:

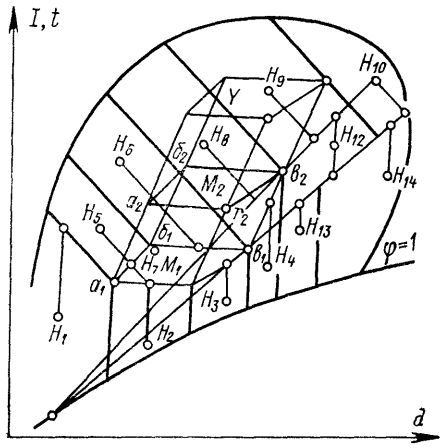


Рис. 7.1. Границы режимов (зон) работы системы в объекте с нагрузками 1-го класса при параметрах в помещении, заданных четырехугольником (областью)

$$t_{a1} = t_{\text{ух. а}} - G_{\text{в}}(t_{\text{ух}} - t_{\text{пр}})/G_{\text{нар min}} = t_{\text{ух. а}} - m(t_{\text{ух}} - t_{\text{пр}})/m_{\text{нар min}}; \qquad (7.3)$$

$$t_{aM1} \approx I_{a1}/3 = [I_{\text{ух. а}} - m(t_{\text{ух. м}} - t_{\text{пр. м}})/m_{\text{нар min}}]/3. \qquad (7.4)$$

В каждом конкретном случае при известных $t_{\text{ух. а}}$, $I_{\text{ух. а}}$, m, $m_{\text{нар min}}$; $t_{\text{пр}}$ и $t_{\text{пр. м}}$ легко вычислить искомые температуры t_{a1} и t_{aM1}. Аналогичным образом можно вычислить положения и других вершин многоугольника M_1. При сравнении температуры сухого и смоченного термометров одноименных точек определяют класс тепловлажностных нагрузок.

После определения класса нагрузок находят границы расчетных зон (рис. 7.1), положение которых зависит от $q_{\text{изб}}$ и $\varepsilon_{\text{пом}}$. Границы, проходящие по изолинии температуры, энтальпии и влагосодержания, для всех вершин многоугольников M_1 и M_2 определяются по уравнениям трех типов. Эти уравнения для всех точек имеют одинаковую структуру. Для температуры и энтальпии они определяются уравнениями (7.3) и (7.4). Расчетное уравнение для влагосодержания d_{a1} определяется из исходного уравнения

$$d_{a1} = d_{\text{ух. а}} - g_{\text{вл}}/m_{\text{нар min}} = d_{\text{ух. а}} - q_{\text{изб}}/(\varepsilon_{\text{пом}} m_{\text{нар min}})$$

при подстановке в него уравнений (7.1) для $q_{изб}$ и (7.2). Эти и другие уравнения нужно использовать в вычислительном устройстве для определения принадлежности текущих значений состояния наружного воздуха соответствующим зонам области наружного климата, т. е. режимам работы системы.

Операции четвертой группы используются для определения принадлежности текущего состояния наружного воздуха к той или иной зоне. Для этого один или два параметра состояния наружного воздуха сравнивают с соответствующими границами. Применяя цифровую нумерацию и используя расчетную схему термодинамического состояния (рис. 7.1) для наиболее сложного случая — тепловлажностных нагрузок 1-го класса — можно записать:

для первой зоны $I_{нар} < I_{а1}$; $d_{нар} < d_{а1}$,

для второй зоны $d_{а1} < d_{нар} < d_{г1}$; $t_{нар} < t_{а1}$,

для шестой зоны $I_{б1} < I_{нар} < I_{в1}$; $t_{нар} > t_{б1}$.

Для остальных зон кроме определения ранее рассмотренных границ потребуется вычисление параметров расчетной точки и сопоставление их с параметрами наружного воздуха. Так, например, для зоны третьей должны подтверждаться неравенства: $d_{г1} < d_{нар} < d_{в1}$; $I_{нар3} < I_{Н3}$, где $I_{Н3}$ — расчетное значение энтальпии точки $Н_3$, определяемое с учетом правой границы четырехугольника $У$,

$$I_{Н3} = I_{г1} + \varepsilon_{гр.\,п}\,(d_{нар\,3} - d_{г1}).$$

Для четвертой, тринадцатой и четырнадцатой зон (соответствующих, например, точкам $Н_4$, $Н_{13}$, $Н_{14}$) условия неравенств записываются аналогично. Полученные уравнения содержат параметры, известные из исходных данных, либо параметры, которые можно предварительно вычислить на основе измерения.

Операции пятой группы являются вычислительными. Определяют параметры уходящего воздуха ($У$) и требуемый расход наружного воздуха.

Операции шестой группы заключаются в подключении тех или иных регулирующих органов системы.

Операции седьмой группы заключаются в стабилизации параметров в помещении путем управления оборудованием. Здесь возможно применение традиционного регулирования по отклонению; может потребоваться стабилизация некоторых промежуточных параметров состояния воздуха; некоторые элементы могут управляться двухпозиционно, например расход наружного воздуха, который может быть минимальным или максимальным.

Операции восьмой группы относятся к анализу результатов работы системы по технологическим показателям. Здесь возможны расчеты фактических расходов теплоты, холода, воздуха и воды как для любого отрезка времени, так и суммированием во времени. В еще более сложном и общем случае может быть переменной газовая нагрузка помещения, определяющая минимальный, но переменный расход наружного воздуха. Отмеченная особенность наиболее характерна для ряда вентилируемых производственных помещений, где параметры термодинамического состояния обычно заданы обшир-

ным четырехугольником. В этом случае требуется измерять концентрацию вредного вещества в уходящем и наружном воздухе ($C_{ух}$, $C_{нар}$) и вычислять мгновенное значение расхода наружного воздуха, удовлетворяющего условию $C_{ух} = C_{доп}$. В этом случае минимальный расход наружного воздуха определяется как с учетом термодинамического состояния системы, так и с учетом газовой нагрузки.

В реальных условиях существуют и более простые сочетания исходных условий, для которых целый ряд операций не требуется.

7.3. Рекомендуемая последовательность составления функциональной схемы автоматического регулирования для более частных случаев

Рассмотрим последовательность составления функциональной схемы автоматического регулирования как своеобразный технологический процесс, выполняемый совместно специалистами по вентиляции и автоматизации. Будем полагать, что исходные данные объекта определяют жестко и однозначно следующие друг за другом процессы тепловлажностной обработки. В этом случае алгоритм управления системой значительно упрощается и реализуется серийно выпускаемой аппаратурой управления. Выделим такие этапы составления функциональной схемы регулирования.

1. Сбор и анализ исходных данных и ограничений, технологическая схема автоматизируемой системы. Здесь в общем случае должны быть заданы параметры и их отклонения в каждом помещении, диапазон изменения тепловой, влажностной и газовой нагрузок, $I-d$-диаграмма с изображением режимов работы системы и границ режимов, технологическая схема системы.

2. Выбор и размещение первичных преобразователей в системе. На этом этапе анализируется, какие параметры и на каком уровне заданы в разных помещениях, обслуживаемых данной системой. Делается предположение о том, возможно ли прямое поддержание одного или двух термодинамических параметров в каждом из помещений, необходимое для этого оборудование (доводчики). Рассматривается необходимость и возможность прямого или косвенного поддержания в помещении относительной влажности (или влагосодержания) [см. уравнение (1.6)]. Так как увлажнители воздуха как зональные доводчики не выпускаются, то стабилизировать влагосодержание можно применением поверхностных воздухоохладителей. Анализируя составляющие тепловой нагрузки помещения и их доли в расчетной тепловой нагрузке, выбирают число идентичных точек стабилизации параметра, т. е. одно-, много- и пофасадно-зональное регулирование. Специально рассматривается вопрос о поддержании заданной концентрации вредного вещества в воздухе помещения.

На технологической схеме системы (рис. 7.2) показывают первичные преобразователи температуры, относительной влажности или влагосодержания, концентрации, давления в характерных точках

системы. Обычно показывают два первичных преобразователя, установленных в наружном воздуховоде. Они фиксируют энтальпию или температуру наружного воздуха в теплый период года по мокрому термометру. Сигнализатор дает сигнал на включение холодильной станции, регулятор управляет реверсом воздушных клапанов. При выборе места установки первичных преобразователей (датчиков) учитывают ряд факторов: неоднородность параметра, скорость воздуха в месте установки датчика, что влияет на его инерционность, турбулентные пульсации потока при измерении давления. Например, с учетом малой подвижности воздуха в помещении, инерционности датчика и заметной неоднородности температур в рабочей зоне (несколько градусов) в ряде объектов первичный

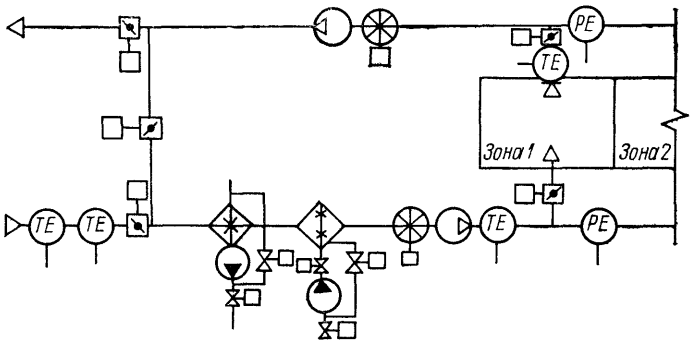


Рис. 7.2 Технологическая схема многозональной системы с размещением первичных преобразователей, регулирующих органов и исполнительных механизмов системы регулирования

преобразователь устанавливают в вытяжном воздуховоде, предварительно изменив задание на величину разности температур $(t_{\text{ух}} - t_{\text{в}})$.

Для снятия турбулентных пульсаций давления предусматривают демпфирование. Для уменьшения инерционности первичных преобразователей в помещении полезно применять индивидуальный обдув.

3. Выбор способа управления оборудованием (аппаратами и нагнетателями) системы. Последовательно рассматривается основное оборудование системы: воздухонагреватель, оросительная камера, вентилятор, насос. Возможные способы управления оборудованием подробно описаны в гл. 5. При выборе способа управления в общем случае учитывают: регулировочную характеристику, диапазон изменения возмущающего (нагрузки) и управляющего воздействий; способы управления, обеспечиваемые выпускаемым оборудованием; статические и динамические характеристики оборудования при данном способе управления; влияние на функционально-технологические и экономические показатели; возможность возникновения аварийных ситуаций (например, замерзания воды в трубках воздухонагревателя); нарушение аэродинамических течений через аппарат;

возможность трансформации одной схемы в другую; влияние способа управления на расчет оборудования и выбор регулирующих органов и других параметров.

По результатам выбора способов управления оборудованием на схеме (рис. 7.2), где уже размещены первичные преобразователи, указывают выбранное управляющее воздействие. Так, на рис. 7.2 принято, что воздухонагреватель первого подогрева управляется температурой воды; оросительная камера в политропном процессе также управляется температурой воды; кроме того, производительность насоса синхронизируется с производительностью вентиляторов, которые управляются направляющими аппаратами, расходами наружного, рециркуляционного и выбросного воздуха; зональными расходами управляют воздушные клапаны.

4. Согласование регулируемых параметров в помещении (температура, влажность) с возможными управляющими воздействиями, оно производится с целью максимального учета исходных данных и их влияния на технологические и экономические показатели системы. В каждый момент при стабилизации двух простых и независимых термодинамических параметров состояния имеются два управляющих воздействия. Одно из воздействий направлено в зависимости от режима работы системы на тот или иной процесс обработки воздуха (нагревание, смешение, охлаждение), другое — на расход подаваемого в объект воздуха или, если управление расходом приточного воздуха недопустимо, то на другой параметр состояния воздуха. Методы эффективного согласования регулируемых параметров с управляющими воздействиями рассмотрены в п. 5.1. Отметим здесь наиболее важный признак согласования: из экономических соображений расход приточного воздуха нужно использовать для стабилизации того параметра состояния воздуха, нагрузка на который меняется сильнее. Например, при $\overline{Q}_{ср} = 0{,}6$ и $\overline{G}_{вл.\,ср} = 0{,}9$ температуру целесообразно стабилизировать, управляя расходом приточного воздуха, а влагосодержание — последовательным управлением процессами тепловлажностной обработки.

Нужно обращать внимание на то, чтобы при переменной производительности вентиляторов в режимах работы системы с потреблением теплоты или холода расход наружного и выбросного воздуха оставался неизменным. Этого можно достичь несколькими путями. Один из них — синхронизация управления рециркуляционным клапаном и регулирующими органами вентиляторов — описан в п. 6.2. Если это по каким-либо причинам окажется недостаточным, можно применять схему стабилизации динамического давления в сечении воздуховода наружного воздуха (рис. 7.3). Наконец, в некоторых случаях параллельно с основным применяют дополнительный канал наружного воздуха, расход в котором может меняться при изменении производительности приточного воздуха. При необходимости стабилизации концентрации вредного вещества управляют расходом наружного воздуха (рис. 7.5).

5. Выбор последовательности управления процессами тепловлажностной обработки воздуха. Он вытекает из режима работы

системы и их границ. В ряде случаев границами режимов являются изоэнтальпы и при прекращении одного режима работы системы начинается вполне определенный и однозначный следующий. Например, при прекращении режима работы системы с нагреванием воздуха начинается режим работы при переменном количестве наружного воздуха. При достижении максимального расхода наружного воздуха начинается режим, при котором система потребляет холод. Такой алгоритм управления реализуется серийной аппаратурой управления и исполнительными механизмами, имеющими концевые выключатели. Для реализации более сложных алгоритмов, когда нужно произвести выбор режима, на который следует переходить, и параметров воздуха в помещении, которые следует стабилизировать, требуется специальная аппаратура.

7.4. Примеры составления функциональных схем автоматического регулирования систем кондиционирования и вентиляции

Варианты составления функциональных схем автоматического регулирования зависят от многочисленных сочетаний исходных данных. Естественно, что все эти сочетания рассмотреть весьма сложно, поэтому выберем среди них наиболее характерные и, кроме того, такие, которые не требуют для алгоритма управления специальной аппаратуры (управляющих машин, микропроцессоров).

Пример 7.1. В помещении в рабочее время выделяется избыточная переменная теплота ($\bar{Q}_{\min} = Q_{\min}/Q_{\text{расч}} = 0{,}4$); относительно постоянные влаговыделения ($\bar{G}_{\text{вл min}} = G_{\text{вл min}}/G_{\text{вл. расч}} = 0{,}9$) и санитарной нормой задано постоянное минимальное количество наружного воздуха ($\bar{G}_{\text{нар min}} = G_{\text{нар min}}/G_{\text{в. расч}} = 0{,}3$). Параметры в помещении заданы в рабочее время интервалом температуры ($t_{\text{в min}}$—$t_{\text{в max}}$) и относительной влажности ($\varphi_{\text{в min}}$ — $\varphi_{\text{в max}}$). В нерабочее время поддерживать параметры не требуется. Допустимые статические отклонения температуры и относительной влажности воздуха приняты в соответствии с п. 4 5 СНиП II-33—75: $\Delta t_{\text{в. доп}} = \pm 1$ °С; $\Delta\varphi_{\text{в. доп}} = \pm 7$ %. Расчетный воздухообмен определен по условию ассимиляции теплоты и влаги.

Термодинамическое состояние системы при сочетаниях тепловой и влажностной нагрузок показано в I — d-диаграмме на рис. 7.3, *а*. Границы зон (режимов работы) нанесены сплошными линиями при расчетных сочетаниях нагрузок и штриховыми линиями при минимальных значениях. Технологическая схема системы, обеспечивающая все процессы обработки воздуха, показана на рис. 7.3, *б*. Используем ее как основу для составления функциональной схемы автоматического регулирования. Из анализа всех ограничений снижению расхода приточного воздуха определено, что он может быть снижен до минимального расхода наружного воздуха ($\bar{G}_{\text{в min}} = \bar{G}_{\text{нар min}} = 0{,}3$).

В последовательности, изложенной в п. 7.3, рассмотрим основные этапы выбора принципиальных решений системы автоматического регулирования. Обоснуем число идентичных регулируемых параметров и способ стабилизации влажности в помещении. В случае,

если указанное в условии помещение имеет площадь более 1000 м^2 или меньшую, но при неравномерно размещенных теплоисточниках, выбирают несколько точек стабилизации температуры, т. е. многозональную систему. При неравномерных источниках от системы воздухораспределения в разные части помещения требуется подавать разные расчетные расходы, пропорциональные расчетной тепловой нагрузке каждой части помещения. Если же площадь помещения

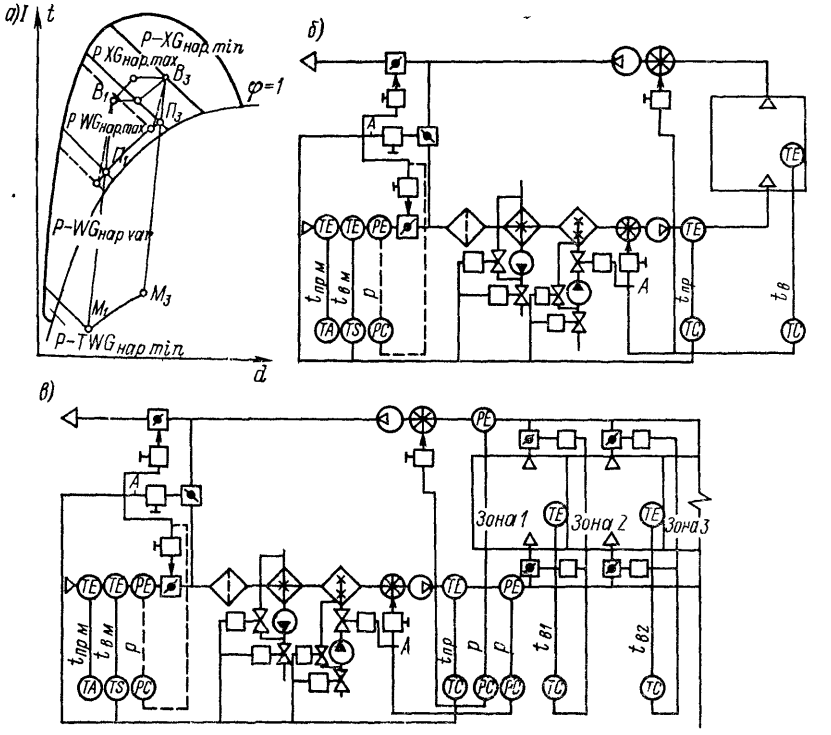


Рис. 7 3. Изображение термодинамического состояния системы в I—d-диаграмме к примеру 7.1 (*а*), технологическая схема системы и функциональная схема автоматического регулирования однозональной (*б*) и многозональной (*в*) систем

ограничена, статическая точность поддержания температуры является обычной (±1 °С), а источники теплоты относительно равномерны, то можно применять однозональную систему, т. е. стабилизацию температуры в одной характерной точке помещения. Конкретное место установки первичного преобразователя (в рабочей зоне, в вытяжном воздуховоде) уточняется в процессе пуско-наладочных работ. Схемы автоматического регулирования построены для однозональной (рис. 7.3, *б*) и многозональной систем (рис. 7.3, *в*).

Решим вопрос о способе стабилизации второго термодинамического параметра состояния — относительной влажности или влагосодержания (последнее предпочтительнее, так как это простой абсо-

лютный параметр, который изменяется только при изменении влажностной нагрузки). Оценим возможность косвенного поддержания влажности в помещении, что определяется условием (1.6).

Допустимое отклонение влагосодержания можно вычислить, зная $t_в$ и $\Delta\varphi_{в.\,доп}$. Например, при $t_в = 20$ °С и $\Delta\varphi_{в.\,доп} = 7$ % отклонение влагосодержания $\Delta d_{в.\,доп} = 0{,}001$. Учтем, что $\bar{G}_{в.\,min} = \bar{Q}_{min} = 0{,}4$, а $\bar{G}_{вл\ min} = 0{,}9$ по условию и подставим эти значения в формулу (1.6)

$$\Delta d_{в\ max} = \frac{G_{вл.\,расч}}{0{,}4G_{в.\,расч}} - \frac{0{,}9G_{вл.\,расч}}{G_{в.\,расч}} =$$

$$= \left(\frac{1}{0{,}4} - 0{,}9\right)\frac{G_{вл\ расч}}{G_{в.\,расч}} = 1{,}6\,\frac{G_{вл.\,расч}}{G_{в.\,расч}}.$$

Пусть известное отношение расчетных величин влаговыделений и расхода воздуха равно $G_{вл.\,расч}/G_{в.\,расч} = 0{,}0003$. Получаем, что максимальное отклонение влагосодержания воздуха $\Delta d_{в\ max} = 0{,}0005$ меньше допустимого. В этом случае можно применять и косвенное поддержание влажности путем стабилизации температуры воздуха после оросительной камеры как в одно-, так и в многозональных вариантах схем автоматического регулирования. При этом учтем дефицит серийно выпускаемых влагорегуляторов. В соответствии с принятыми решениями проставляем на схемах (рис. 7.3, *б* и *в*) первичные преобразователи температуры в помещении и после приточного вентилятора. При отсутствии выделений вредных веществ и обеспечении санитарной нормы подачи наружного воздуха стабилизировать концентрацию не требуется. Специальными приемами будем стабилизировать минимально неизбежный расход наружного воздуха (об этом см. далее), причем установка специальных автоматических регуляторов не обязательна. Для устранения перераспределения расходов в ответвлениях многозональной сети в приточном и вытяжном коллекторах устанавливаем первичные преобразователи давления (см. рис. 7.3, *в*). Ко всем датчикам добавляем на схемах регуляторы соответствующих параметров.

Выберем управляющие воздействия на оборудование системы. Учитывая малую величину нагревания воздуха и предполагаемую переменность его расхода, будем управлять процессом нагревания путем изменения температуры воды перед аппаратом. Для этого в схеме управления применен циркуляционный насос и два автоматизированных водяных клапана. Возможность замерзания воды в рабочее время при таком способе управления устраняется. Политропным процессом в оросительной камере будем управлять, изменяя температуру воды перед форсунками, для чего установлены два водяных клапана. Кроме того, учитывая переменность производительности системы, необходимость сохранения постоянного коэффициента орошения в оросительной камере и из экономических соображений установим водяной клапан, изменяющий расход воды синхронно с расходом обрабатываемого воздуха. С помощью этого же

клапана, но уже независимо, т. е. без синхронизации, можно менять коэффициент эффективности процесса в оросительной камере. Для управления производительностью приточного и рециркуляционно-вытяжного вентиляторов используем автоматизированные направляющие аппараты. В многозональном варианте системы для стабилизации в каждой зоне одного параметра на притоке и вытяжке устанавливаем воздушные клапаны. Если потребовалось бы стабилизировать и второй параметр (влагосодержание или относительную влажность), то в каждой зоне можно было бы установить воздухоохладитель-доводчик. В данном примере это не сделано, так как выше показано, что в условиях примера допустимо косвенное поддержание влажности. Для возможности использования термодинамического потенциала наружного воздуха и управления расходами наружного, рециркуляционного и выбросного в атмосферу воздуха на схеме системы показаны автоматизированные воздушные клапаны. Регулирующие органы и исполнительные механизмы, позволяющие реализовать управление процессами тепловлажностной обработки и расходами воздуха в различных частях системы, нанесены на функциональные схемы однозональной (рис. 7.3, *б*) и многозональной (рис. 7.3, *в*) систем.

Рассмотрим алгоритм управления системой. Учтем ту основную особенность, что в соответствии с термодинамическим состоянием системы (см. *I* — *d*-диаграмму на рис. 7.3, *а*) границами режимов являются изоэнтальпы и поэтому можно применить жесткую последовательность управляющих воздействий, реализуемую на основе серийной аппаратуры автоматизации и концевых выключателей ЭИМ. В режимах с потреблением теплоты в помещениях поддерживаются параметры состояния $t_{в\,min}$ и $\varphi_{в\,min}$, а в режимах с потреблением холода — параметры состояния $t_{в\,max}$ и $\varphi_{в\,max}$; в режиме без потребления теплоты и холода происходит изоэнтальпийное увлажнение воздуха, при этом точка конечного состояния перемещается параллельно линии насыщения. Параметры в помещении в этом режиме оказываются в пределах заданной области. Наинизшая температура приточного воздуха обеспечивает его минимальный расход. Минимизация общего воздухообмена обычно заметно перекрывает перерасход влаги на увлажнение (см. п. 1.5). При завершении каждого очередного режима регулирующий орган (воздушный или водяной клапан) переходит в крайнее положение, что используется для перевода системы в следующий режим работы.

Согласуем регулируемые параметры в системе с управляющими воздействиями. Учтем заданный диапазон изменения тепловой и влажностной нагрузок и возможность изменения расхода приточного воздуха с тем, чтобы наиболее эффективно использовать энергоресурсы. Тепловая нагрузка по условию изменяется значительно сильнее, чем влажностная, а расход приточного воздуха на основе анализа ограничений допустимо снижать вплоть до минимального расхода наружного воздуха. В этих условиях наиболее эффективно поступать так: регулятором температуры в помещении управлять расходом приточного и вытяжного воздуха в данной зоне (в одно-

зональной системе) или производительностью вентиляторов (в многозональной системе). При косвенном поддержании влажности стабилизация температуры воздуха после оросительной камеры обеспечивается последовательным управлением регулирующими органами воздухонагревателя, оросительной камеры и расходами воздуха. Стабилизация давления в приточном воздуховоде многозональной системы реализуется управлением производительностью приточного вентилятора, а в вытяжном воздуховоде — управлением производительностью рециркуляционно-вытяжного вентилятора. Стабилизация минимально необходимого расхода наружного воздуха при переменной производительности вентиляторов обеспечивается одним из приемов: синхронизацией управления рециркуляционным клапаном и направляющим аппаратом приточного вентилятора или стабилизацией динамического давления наружного воздуха (этот вариант на рис. 7.3, *б*, *в* показан штриховой линией). Стабилизация коэффициента орошения в камере достигается синхронным управлением производительностью насоса и приточного вентилятора.

В соответствии с принятыми решениями регуляторы соединяются линиями с соответствующими исполнительными механизмами. На этом заканчивается составление функциональной схемы автоматического регулирования. Кроме того, учитываются необходимые блокировки в системе. Для реверса воздушных клапанов в режиме с потреблением холода в схеме устанавливается двухпозиционный регулятор, датчик которого измеряет энтальпию или температуру мокрого термометра наружного воздуха. Регулятор настроен на $I_{\text{р}}$ или $t_{\text{р. м}}$. Если клапан на теплоносителе воздухонагревателя имеет утечку при закрытом плунжере, то можно считать, что автоматическая защита от замерзания не требуется. Для сигнализации о необходимости включения холодильной станции установлен сигнализатор энтальпии или температуры мокрого термометра, датчик которого установлен в наружном воздуховоде. Он настроен на энтальпию $I_{\text{к}}$ или температуру $t_{\text{к. м}}$. На линиях, соединяющих регуляторы и первичные преобразователи, надписывают значения регулируемых параметров. Термодинамические параметры определяют из построений в I — d-диаграмме. Варианты управления системой в нерабочее время не рассматриваются, так как поддержание параметров в это время по условию не требуется.

Пример 7.2. В производственном помещении имеются сильно переменные газовыделения ($\bar{G}_{\text{вр min}} = G_{\text{вр min}}/G_{\text{вр max}} = 0.1$), изменяющиеся независимо от других видов нагрузок и определяющие расчетный воздухообмен, равный расходу наружного воздуха. Тепловая и влажностная нагрузки относительно переменны ($\bar{Q}_{\text{min}} = 0{,}6$; $\bar{G}_{\text{вл min}} = 0{,}8$) и ассимилируются наружным воздухом при некотором незначительном перепаде энтальпий ($I_{\text{ух}} - I_{\text{пр}}$). В силу этого система при всех сочетаниях нагрузок является прямоточной. Расход приточного воздуха можно снижать по условиям воздухораспределения до величины $\bar{G}_{\text{в. min}} = 0\,3$. Параметры воздуха в помещении заданы как допустимые значительными интервалами изменения температуры ($t_{\text{в min}}$—$t_{\text{в max}}$) и относительной влажности (0 — $\varphi_{\text{в max}}$). Этот многоугольник сочетаний параметров показан в I—d-диаграмме (рис. 7.4, *а*). Учитывая колебания газовой нагрузки и экономические соображения, требуется стабилизировать концентрацию вредного вещества в воздухе помещения.

Так как газовая нагрузка изменяется независимо от тепловой и влажностной, то термодинамическое состояние системы, иллюстрируемое I — d-диаграммой рис. 7.4, *а*, построено для двух предельных случаев: первый (показан сплошной линией), когда газовая нагрузка и расход наружного воздуха максимальны, а тепловая и влажностная нагрузки минимальны; второй (штриховая линия), когда газовая нагрузка и расход наружного воздуха минимальны, а тепловая и влажностная нагрузки максимальны. Пусть в расчетных летних условиях искусственное охлаждение воздуха не требуется, т. е. наружная расчетная энтальпия $I_{\text{нар. расч}}$ ниже

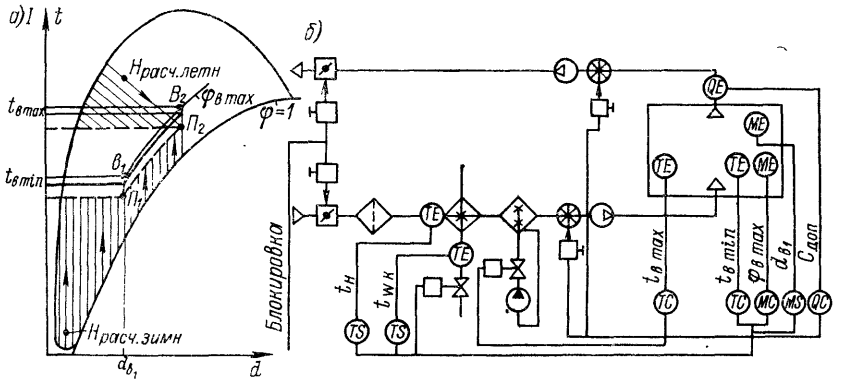


Рис. 7.4. Изображение термодинамического состояния системы в I—d-диаграмме к примеру 7.2 (*а*), технологическая схема системы и функциональная схема автоматического регулирования (*б*)

минимальной энтальпии приточного воздуха, равной $I_{\text{пр min}} = I_{\text{в}} - (Q_{\text{пом max}} + G_{\text{вл}} i_{\text{п}})/G_{\text{в min}}$. В соответствии с термодинамическим состоянием системы составим технологическую схему (рис. 7.4, *б*), в которой показано основное оборудование системы.

Выберем принципиальные решения системы автоматического регулирования параметров термодинамического состояния и газового состава. Будем полагать систему регулирования однозональной, т. е. в помещении не будет параллельных идентичных контуров стабилизации какого-либо параметра. В соответствии с заданной обширной областью допустимых сочетаний параметров состояния применим сигнализаторы влагосодержания и температуры, два регулятора температуры и регулятор относительной влажности. При параметрах наружного воздуха ниже $t_{\text{пр min}}$ и $d_{\text{в min}}$ работает регулятор температуры $t_{\text{в min}}$, управляя процессом нагревания. В случае, если $d_{\text{нар}} > d_{\text{в min}}$, управление процессом нагревания переключается на регулятор относительной влажности $\varphi_{\text{в max}}$. Это переключение производит сигнализатор влагосодержания, настроенный на $d_{\text{в min}}$. При температуре $t_{\text{нар}} > t_{\text{пр max}}$ включается изоэнтальпийное увлажнение, управляемое регулятором температуры $t_{\text{в max}}$, который включается в работу при максимальных температурах наружного воздуха.

Для возможности стабилизации концентрации вредного вещества в помещении в условиях переменной газовой нагрузки в вытяжном воздуховоде установлен первичный преобразователь концентрации, передающий сигнал на автоматический регулятор. Все описанные первичные преобразователи и регуляторы, соединенные между собой, показаны на рис. 7.4, *б*.

Выберем способ управления оборудованием системы. Воздухонагреватель в прямоточной системе производит значительный нагрев воздуха. Специальным расчетом процесса нагревания в режиме, опасном по замерзанию ($t_{нар} = -1$ °С; $\varphi_{нар} = 1$), при минимальном расходе воздуха и управлении расходом (скоростью) теплоносителя проверяется скорость в трубках. Если она не снизится до опасного по замерзанию предела, а температура охлаждаемой воды не снизится до значения, при котором срабатывает защита от замерзания (например, $t_{вк} = 25$ °С), то процессом можно управлять, изменяя расход воды. Если же расчет покажет, что скорость в трубках снизится до опасного предела, то процессом следует управлять, изменяя температуру теплоносителя перед аппаратом. Будем полагать, что замерзание в рабочее время неопасно и поэтому на схеме рис. 7.4, *б* применим управление процессом нагревания путем изменения расхода теплоносителя. Для аварийных ситуаций, когда вследствие превышения температуры теплоносителя — горячей воды ее графика применяется защита от замерзания. Для этого в схеме показаны два двухпозиционных терморегулятора, датчики которых установлены на наружном воздухе перед воздухонагревателем и на охлажденной воде после Вн.

Оросительная камера работает в изоэнтальпийном режиме. Способ управления процессами в оросительной камере зависит от особенностей оборудования. Если полагать, что применяемые форсунки «держат факел» в широком диапазоне изменения давления воды, то процессом можно управлять, изменяя расход воды. Для этого в схеме показан водяной клапан на трубопроводе воды, подаваемой к форсункам. Этим способом можно останавливать процесс в желаемой точке при переменных начальных параметрах состояния и расходе воздуха. Если же конструкция форсунок не позволяет управлять расходом воды в требуемом интервале при сохранении диспергирования (распыления), то можно применять другие способы (см. п. 5.3). Например, байпасирование воздуха или циклическое включение-выключение насоса. Производительностью вентиляторов в системе будем управлять направляющими аппаратами или при их отсутствии — дроссельными клапанами. Для герметизации системы в нерабочее время, что наиболее важно в холодный период года, установлены воздушные клапаны наружного и выбросного воздуха, имеющие автоматический привод, сблокированный с двигателями вентиляторов.

Согласование регулируемых параметров с управляющими воздействиями проведем из таких соображений. Концентрацию вредного вещества можно стабилизировать, только управляя расходом наружного воздуха, а подпор (или разрежение) в помещении — синхрони-

зируя в определенном соотношении клапаны или направляющие аппараты приточного и вытяжного воздуха. В условиях этого примера, исходя из сравнения расходов воздуха для ассимиляции газовой и тепловлажностной нагрузок, система оказалась прямоточной. Термодинамический потенциал наружного воздуха в этих условиях полностью не используется, так как система управления не обеспечивает режимы с разным количеством наружного воздуха.

В заключение заметим, что не все условия и требования при автоматическом регулировании системы могут быть реализованы. Это изменяет режим работы и условия автоматизации. Например, теплоноситель — горячая вода — может подаваться только при

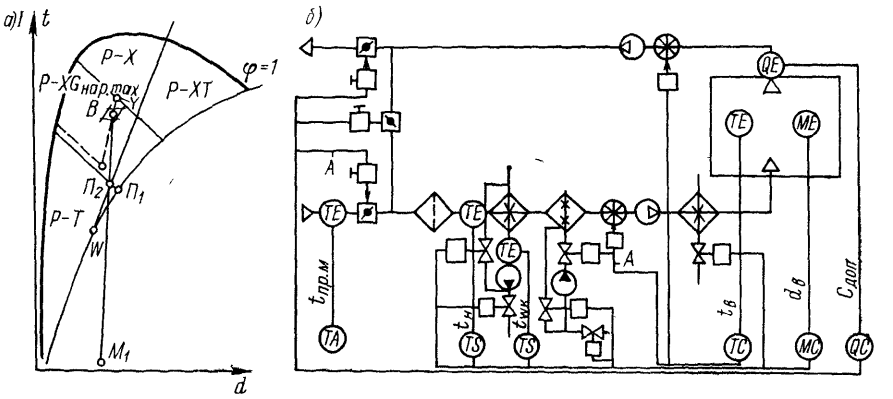


Рис. 7.5. Изображение термодинамического состояния системы в I—d-диаграмме к примеру 7.3 (*а*), технологическая схема системы и функциональная схема автоматического регулирования (*б*)

температурах ниже некоторой ($t_{нар} < 8$ °С). Не всегда имеется возможность управлять изоэнтальпийным процессом в оросительной камере. Отсутствие датчиков концентрации, согласуемых с автоматическими регуляторами, может явиться ограничением для использования схемы автоматической стабилизации концентрации. В этом случае «освобождается» управляющее воздействие — расходы наружного и выбросного воздуха. С учетом этих и других ограничений схема автоматического регулирования может значительно измениться и упроститься (в ущерб экономии теплоты, электроэнергии и воды).

Пример 7.3. В помещении имеются переменные и изменяющиеся практически независимо тепло-, влаго- и газовыделения, а расчетные расходы наружного и приточного воздуха, необходимые для их ассимиляции, близки. Минимальные относительные значения, характеризующие изменение этих видов нагрузки помещения, равны $\overline{Q}_{min} = 0{,}3$; $\overline{G}_{вл\ min} = 0{,}7$; $\overline{G}_{вр\ min} = 0{,}2$, минимальное количество приточного воздуха с учетом всех ограничений $\overline{G}_{в\ min} = 0{,}3$. Параметры воздуха в помещении заданы в рабочее время небольшим интервалом изменения температуры и относительной влажности (рис. 7.5, *а*). Желательно стабилизировать концентрацию вредного вещества, учитывая переменность газовой нагрузки и экономические соображения.

Учитывая слабозависимое изменение разных видов нагрузки помещения, термодинамическое состояние системы в I — d-диаграмме

(рис. 7.5, *а*) построим для двух крайних случаев: первый, когда тепловая и влажностная нагрузки максимальны, а газовая минимальна (сплошная линия); второй, когда тепловая и влажностная нагрузки минимальны, а газовая максимальна (штриховая линия). Одновременно использовать наружный воздух для ассимиляции газовыделений и с учетом его термодинамического потенциала не удается, кроме режима, где в системе целесообразно использовать максимальный расход наружного воздуха. Это соответствует интервалу энтальпий $I_{\text{пр}} - I_{\text{ух}}$, причем энтальпия $I_{\text{пр}}$ в общем случае непостоянна. Построение термодинамического состояния системы и процессы тепловлажностной обработки воздуха, а также задача поддержания газового состава предопределили технологическую схему системы (рис. 7.5, *б*), которая принята как однозональная.

Выберем принципиальные решения системы автоматического регулирования. Пусть площадь помещения и относительная равномерность теплоисточников позволяют стабилизировать температуру по однозональной схеме, поэтому на схеме указываем один первичный преобразователь температуры и терморегулятор и соединяем их между собой. Условимся, что значительный диапазон изменения тепловой и влажностной нагрузок помещения не позволяет поддерживать влажность косвенно, так как ее отклонение будет больше допустимого. Учитывая это, покажем на схеме первичный преобразователь и регулятор влажности, соединенные друг с другом. Наконец, учитывая эффективность стабилизации концентрации вредного вещества, изобразим на схеме датчик и регулятор концентрации, соединенные друг с другом. Кроме того, покажем на схеме первичные преобразователи и вторичные приборы, обеспечивающие автоматическую защиту воздухонагревателя первого подогрева от замерзания воды в аварийных ситуациях и сигнализацию о необходимости включения холодильной установки. Автоматический реверс клапанов в режиме работы системы с потреблением холода в данном случае не предусматривается, так как расходом наружного, а значит выбросного и рециркуляционного воздуха предполагается управлять для стабилизации концентрации вредного вещества, а не параметра термодинамического состояния.

Выберем управляющие воздействия на оборудование системы. Учитывая различную величину (в том числе и малую) коэффициента эффективности процесса нагревания и предполагаемую переменность расходов наружного и приточного воздуха, будем управлять процессом, изменяя температуру горячей воды перед аппаратом. Такой способ управления показан на технологической схеме системы (рис. 7.5, *б*). Управление расходом воды могло бы привести к опасности ее замерзания в трубках и к срабатыванию защиты в рабочее время, что недопустимо. Для работы выбранной схемы управления установлен циркуляционный насос и два автоматизированных и оппозитно работающих водяных клапана. Второй подогрев может потребоваться в летнем режиме в области наружного климата ниже некоторой линии $П_1W$. Вторым подогревом можно управлять путем изменения расхода воды — такой способ при положительных началь-

ных температурах воздуха является безопасным в отношении замерзания. Процессы в оросительной камере характеризуются переменным начальным и конечным состоянием воздуха и переменным расходом воздуха. Изоэнтальпийным процессом, заканчивающимся в зависимости от сочетания исходных данных не всегда при состоянии, близком к насыщению, будем управлять с помощью изменения расхода воды. Предполагаем, что форсунки позволяют «держать факел» в требуемом диапазоне изменения расхода воды. Для этого на схеме показан водяной клапан на трубопроводе воды, подаваемой к форсункам. В политропных процессах обработки воздуха управляют температурой воды, подаваемой к форсункам. Для этого на схеме показаны два оппозитно работающих водяных клапана на холодной и рециркуляционной воде. В этом режиме расход воды можно менять синхронно с расходом обрабатываемого воздуха, поэтому исполнительные механизмы водяного клапана и направляющего аппарата управляются совместно. Для управления производительностью приточного и рециркуляционно-вытяжного вентиляторов использованы направляющие аппараты с ЭИМ. Для управления расходами наружного, выбросного и рециркуляционного воздуха на схеме предусмотрены воздушные клапаны с исполнительными механизмами. Все регулирующие органы аппаратов и нагнетателей системы и исполнительные механизмы показаны на схеме рис. 7.5, *б*.

Рассмотрим алгоритм управления данной системой. Его основной особенностью является синхронное управление расходами наружного, выбросного и рециркуляционного воздуха в зависимости от газовой нагрузки помещения, т. е. по величине концентрации вредного вещества помещения. Границами режимов работы являются в основном изоэнтальпы. Из-за невозможности использования термодинамического потенциала наружного воздуха применяется одно из двух воздействий на аппараты: либо нагревание, либо охлаждение воздуха. Таким образом, охлаждение воздуха в оросительной камере начинается сразу после прекращения нагревания и наоборот. Малый интервал параметров воздуха в помещении позволяет считать параметры приближенно заданными точкой (в I — d-диаграмме).

Согласуем регулируемые параметры в системе с управляющими воздействиями и в соответствии с этими решениями соединим регуляторы с исполнительными механизмами. Терморегулятор управляет общими расходами, т. е. производительностью приточного и рециркуляционно-вытяжного вентиляторов. Регулятор влагосодержания (или относительной влажности) управляет воздухонагревателем и изоэнтальпийным процессом в оросительной камере. При прекращении нагревания управление переводится на клапаны, управляющие температурой воды, подаваемой в оросительную камеру, и при необходимости дополнительно включается воздухонагреватель второго подогрева. Наконец, регулятор концентрации вредного вещества управляет расходом наружного воздуха. Кроме того, подпор или разрежение обеспечивается синхронным управлением расходом выбросного воздуха в определенной зависимости от расхода наружного воздуха. Наконец, для сохранения неизмен-

ной производительности вентиляторов синфазно управляют расходом рециркуляционного воздуха. Вариант управления системой в нерабочее время не рассматривается.

Приведенные примеры поясняют, как и в какой последовательности можно составить функциональную схему автоматического регулирования. Наибольшее внимание в примерах уделено таким исходным данным, как нагрузки разных видов и закономерности (диапазон, взаимосвязанность, характер) их изменения, а также заданные параметры в помещении. В отношении нагрузок последний пример является достаточно общим случаем, так как принято, что изменяются все виды нагрузок. Эта сторона исходных данных обычно не учитывалась при управлении системой. Еще более сложный случай, когда требуется поддерживать заданные параметры, но не в одном, а в ряде помещений при произвольном изменении в них тепловой, влажностной и газовой нагрузок. Система в этом случае включает две установки, одна из которых обрабатывает и подает переменное количество наружного воздуха (в каждое помещение), а другая обрабатывает только рециркуляционный воздух и тоже подает его в переменном количестве и с переменными параметрами.

7.5. Особенности режимов работы и схем регулирования автономных кондиционеров

По мере развития и совершенствования техники и оборудования систем кондиционирования и вентиляции наметилась тенденция специализации оборудования. Для создания и автоматического поддержания требуемых параметров воздушной среды в отдельных, сравнительно небольших помещениях при тепловой нагрузке до 50 кВт и расходе воздуха до 10 тыс. м^3/ч находят применение автономные кондиционеры (АК). Существует много типоразмеров АК как общего назначения (например, типа КТА1-), так и специализированных (судовых, железнодорожных, автомобильных, для строительных и дорожных машин, для кранов, для ЭВМ, для операционных и других условий). Несмотря на это многообразие, режимы работы АК и схемы автоматического регулирования в основном близки.

Рассмотрим основные и характерные отличия АК от центральных кондиционеров, определяемые в значительной мере особенностью применяемого оборудования и системы управления. АК представляет собой агрегатированную конструкцию, содержащую управляемую и управляющую системы. Автономность кондиционера требует подвода к нему только электроэнергии и воды, а в некоторых случаях теплоносителя — горячей воды. Холодильная установка компрессионного типа встроена в АК.

Технологическая схема автономного кондиционера общепромышленного назначения и функциональная схема автоматического регулирования приведены на рис. 7.6. В состав оборудования такого кондиционера входит воздухонагреватель (Вн), поверхностный воздухоохладитель Во (испаритель холодильной установки), увлаж-

нитель, фильтр и вентилятор. Как известно, в центральных кондиционерах, приточных вентиляционных камерах оборудование при проектировании каждый раз подбирается по исходным данным, выбирается расчетная поверхность аппаратов, расчетный расход теплохладоносителя, производительность и давление нагнетателей (вентиляторов и насосов). В отличие от центральных систем характеристики оборудования (аппаратов и нагнетателей) АК в основном постоянны и целенаправленно изменены быть не могут. Так, постоянна производительность вентилятора (для данной сети воздуховодов) и увлажнителя. Автоматизированные клапаны наружного и рециркуляционного воздуха в АК отсутствуют, поэтому количество забираемого из атмосферы наружного воздуха постоянно (без изменения конструкции, добавления в схему воздушных клапанов). Холодопроизводительность компрессора изменяется в зависимости от температуры кипения и конденсации хладона, которые, в свою очередь, зависят от температуры воздуха и воды на входе в испаритель и конденсатор. Теплопроизводительность (мощность) электрического воздухонагревателя постоянна, а водяного меняется при изменении температуры теплоносителя — горячей воды. Процессы увлажнения воздуха протекают не по изоэнтальпе, а при использовании терморадиационного принципа приближаются к изотерме.

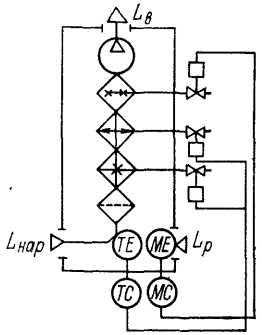


Рис. 7.6. Технологическая схема автономного кондиционера и функциональная схема автоматического регулирования

Регулируемыми параметрами, стабилизируемыми автономным кондиционером в помещении, являются температура и при наличии увлажнителя — относительная влажность воздуха. Установленное тепломассообменное оборудование управляется включением-выключением, т. е. двухпозиционно, поэтому для управления процессами обработки воздуха применены позиционные термо- и влагорегуляторы. Позиционное регулирование изменяет представление о возможных режимах работы системы. Каждый из аппаратов АК может работать позиционно (при правильном выборе с учетом всех нагрузок и наружных расчетных параметров) и непрерывно (при неправильном выборе), поэтому теоретически возможное число режимов удваивается. Каждый регулятор управляет независимо от другого и возможные режимы работы ограничены изолиниями $t_{нар}$ и $d_{нар}$.

Для терморегулятора управляющими воздействиями являются нагревание и охлаждение воздуха, для влагорегулятора — увлажнение воздуха. Осушение воздуха происходит вместе с охлаждением в одном аппарате — воздухоохладителе, управляемом терморегулятором, поэтому при влагосодержании наружного воздуха выше $d_{нар\ гран\ 2}$ влажность в помещении не обеспечивается. Границы режимов работы изображены в $I-d$-диаграмме на рис. 7.7. Эти

границы зависят от сочетания таких величин, как заданные параметры в помещении ($t_в$, $d_в$), тепловая и влажностная нагрузки и расход наружного воздуха [14].

Граничная изотерма, разделяющая режимы непрерывной и циклической работы воздухонагревателя, определяется уравнением

$$t_{нар.\ гран\ 1} = t_в - (Q_т + Q_{пом})/(c_{рв}\rho_в L_{нар}). \qquad (7.5)$$

Максимальное значение этой температуры при прочих равных условиях определяется при минимальной тепловой нагрузке помещения. Вычисленная по уравнению (7.5) температура при правильном выборе воздухонагревателя должна быть ниже расчетной наружной температуры.

Граничная изотерма, разделяющая режимы циклической работы воздухонагревателя и его отключения, определяется уравнением

$$t_{нар.\ гран\ 2} = t_в - Q_{пом}/(c_{рв}\rho_в L_{нар}).$$

Эта граничная изотерма тоже переменна и зависит от конкретного сочетания величин $t_в$, $Q_{пом}$ и $L_{нар}$. Начиная с этой температуры наружного воздуха, будет работать воздухоохладитель. Его непрерывная работа определяется граничными температурой и энтальпией:

$$t_{нар.\ гран\ 3} = t_в - (Q_{пом} - Q_х/\xi)/(c_{рв}\rho_в L_{нар});$$

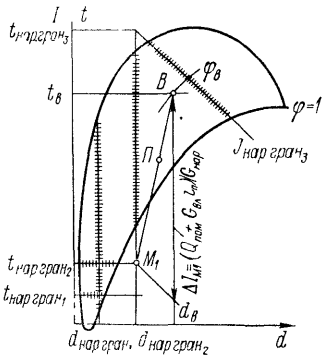


Рис. 7.7. Изображение термодинамического состояния системы и границы режимов работы автономного кондиционера

$$I_{нар.\ гран\ 3} = I_в - (Q_{пом} + G_{пом.\ вл} i_п - Q_х)/(\rho_в L_{нар}),$$

где $Q_т$, $Q_х$—тепло- и холодопроизводительность АК; ξ—коэффициент влаговыпадения в процессе охлаждения и осушения воздуха в воздухоохладителе.

При поддержании относительной влажности воздуха в помещении путем управления увлажнителем возможны два режима. Граница между непрерывной и циклической работой увлажнителя определяется влагосодержанием наружного воздуха, вычисленным по уравнению

$$d_{нар.\ гран\ 1} = d_в - (G_{пом.\ вл} + G_{увл})/(\rho_в L_{нар}).$$

При влагосодержании наружного воздуха больше $d_{нар\ гран\ 2}$ увлажнитель отключается и влагосодержание воздуха в помещении растет и не управляется

$$d_{нар.\ гран\ 2} = d_в - G_{пом.\ вл}/(\rho_в L_{нар}).$$

Положение граничных изотерм и изолиний $d_{нар}$ в случае, когда параметры заданы неизменными, показано на рис. 7.7.

Особенности позиционного регулирования, примененного в АК, существенно влияют на условия поверочного расчета оборудования кондиционера. Известно, что при неизменных характеристиках оборудования ($Q_х$, $Q_т$, $G_{увл}$, $L_в$, $L_{нар}$) мгновенное равенство

между притоком и стоком вещества или энергии не достигается. Выработка должна превышать потребление, поэтому управляющим воздействием является коэффициент рабочего времени (скважность) как отношение полупериода работы оборудования ко времени цикла. Поверочный расчет оборудования следует производить по системе неравенств [14]:

$$\left.\begin{aligned} Q_{\text{т}} &> G_{\text{нар}}(I_{\text{в}} - I_{\text{нар. расч. зимн}}) - Q_{\text{пом min}};\\ Q_{\text{х}} &> G_{\text{нар}}(I_{\text{нар. расч. летн}} - I_{\text{в}}) + Q_{\text{пом max}} + G_{\text{вл. пом}} i_{\text{л}};\\ G_{\text{узл}} &> G_{\text{нар}} d_{\text{в}} - G_{\text{вл. пом min}};\\ L_{\text{в}} &> Q_{\text{пом max}}/[c_{\text{рв}}\rho_{\text{в}}(t_{\text{в}} - t_{\text{пр}})_{\text{min}}]. \end{aligned}\right\} \qquad (7.6)$$

По исходным данным вычисляют правые части неравенств (7.6), после чего выбирают типоразмер АК, технические характеристики которого удовлетворяют условиям объекта. Для обоснованного сокращения расхода холода нужно в первую очередь правильно использовать термодинамический потенциал наружного воздуха, т. е. управлять расходами наружного и рециркуляционного воздуха.

Испытание АК дает информацию о нагрузках помещения, характеристиках регулятора и оборудования.

Глава 8

ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ СХЕМЫ КОНТРОЛЯ, ЗАЩИТЫ, БЛОКИРОВКИ И ДИСПЕТЧЕРИЗАЦИИ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ВЕНТИЛЯЦИИ

Наряду с системами регулирования в комплекс автоматизации входит и ряд других. Система контроля позволяет измерять ряд основных параметров, характеризующих режим работы СКВ и вентиляции и ее отдельных элементов. Система защиты и блокировки производит необходимые переключения, обеспечивает безаварийную работу в заданных режимах. Диспетчеризация (операторский контроль) дает наиболее важную информацию диспетчеру, который может вмешаться в процессы обработки воздуха. Для технической реализации дается краткая характеристика основных приборов автоматизации, приводятся методы их настройки и область использования.

8.1. Функциональные схемы контроля параметров в системах кондиционирования и вентиляции

Система контроля параметров является средством оценки фактических (эксплуатационных) режимов работы систем и сравнения с теоретически необходимыми. Располагая данными о параметрах наружного воздуха, параметрах состояния воздуха в характерных

точках системы, концентрации вредного вещества в воздухе поме щения, информацией о расходах воздуха в различных частях си стемы, параметрах тепло- и хладоносителя, можно построит в $I - d$-диаграмме последовательные процессы обработки воздуха оценить их целесообразность и эффективность, сравнить и с оптимальными, выявить возможные причины несоответствия усовершенствовать «технологию» обработки воздуха. По резуль татам замеров можно составить балансовые уравнения, определит мгновенные (часовые) нагрузки помещений, фактические значени регулируемых параметров, положение регулирующих органов Без полноценной системы контроля специалист по наладке и экс плуатации систем не может объективно оценить работу системы работает как бы «вслепую».

Термодинамическое состояние воздуха в различных точках си стемы, если пренебречь некоторым изменением атмосферного давле ния, однозначно определяется двумя параметрами. Обычно опре деляют температуру сухого и мокрого термометров, поэтому дл построения точек состояния воздуха и процессов его обработки в каждой точке измеряют два параметра. Применяемые условны обозначения не учитывают, какую температуру (по сухому ил мокрому термометрам) должен показывать прибор контроля. Учиты вая эту особенность обозначений, условимся, что один из приборо показывает температуру (сухой термометр), а другой — влажност (мокрый термометр).

Определим требования к местам измерения параметров в системе контроля. Как и в системе автоматической стабилизации *точка замера должна быть информативной*, т. е. позволять оценивать параметр, работу отдельного аппарата, системы в целом и т. д. С этих позиций требуется производить замер до и после каждого тепломассообменного аппарата, до и после помещения. Однако принцип выбора точек замера часто наталкивается на такое препятствие, как распределенность параметров в поперечном сечении центральных кондиционеров и приточных вентиляционных камер. Неравномерность температур по высоте после воздухонагревателя, например, может достигать десятка (или нескольких десятков) градусов. Измерить среднюю по площади, т. е. балансовую, температуру без специальных мер в этих условиях невозможно. Если же измерение средней температуры оказывается необходимым, то применяют разные способы. Один из них основан на установке ряда датчиков контроля (например, термометров сопротивления) и их последовательно-параллельном соединении, что позволяет контролировать температуру, приближающуюся к средней. Если же требуется местный контроль, то в поперечном сечении устанавливают много равноотстоящих друг от друга показывающих термометров, а их показания записывают и усредняют. В лабораторных замерах используют проводник большой длины, размещаемый в той плоскости, где нужно замерить среднюю температуру.

Учитывая распределенность параметров, приборы контроля термодинамических параметров на участке от камеры смешения до

приточного вентилятора обычно без специальных мер устанавливать нецелесообразно. Состояние воздуха после обработки измеряют после приточного вентилятора, когда неравномерность существенно уменьшается. Большая скорость потока воздуха делает минимальной инерционность первичных преобразователей (датчиков). Измерение параметров воздуха в помещении, где подвижность воздуха мала, характеризуется значительной инерционностью во времени (см. рис. 3.17) и определенной неравномерностью параметров в пространстве.

Требования к объему и содержанию системы контроля параметров изложены в нормах проектирования СНиП II-33—75. Приборы контроля принято делить на дистанционные и местные. *Дистанционный контроль* рекомендуется применять для тех параметров, которые характеризуют работу системы в целом. К таким параметрам следует отнести: параметры наружного воздуха, определяющие исходное мгновенное состояние воздуха на входе в систему, параметры приточного, внутреннего (в обитаемой или рабочей зоне), уходящего из помещения и рециркуляционного воздуха. Если в системе рециркуляционный воздух не используется, то его параметры не измеряют. При использовании утилизации теплоты уходящего воздуха следует предусматривать дистанционный контроль параметров до и после аппарата, утилизирующего теплоту (или холод). Температура мокрого термометра наружного воздуха при отрицательных температурах не может измеряться. Точка исходного состояния наружного воздуха в I — d-диаграмме ставится приближенно, по температуре сухого термометра.

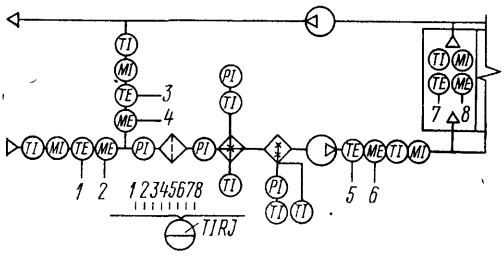


Рис. 8.1. Схема размещения приборов местного и дистанционного контроля параметров в системе:
1—8 — линии связи

Схема размещения приборов дистанционного контроля параметров в системе показана на рис. 8.1. Поскольку основные точки замеров практически не меняются, то эта схема мало зависит от вида системы: кондиционирования или вентиляции. Дистанционный контроль позволяет, не уходя с пульта управления и контроля, оперативно оценить поддержание заданных параметров, тепловую и влажностную нагрузки помещения, характеристику процесса, режим работы системы, сравнить фактический режим с режимом теоретически оптимальным. В то же время оценить режим работы отдельных аппаратов из-за неоднородности параметров затруднительно, для этого требуются дополнительные сведения о расходах воздуха в системе, расходе тепло- и хладоносителя. Дистанционный контроль наиболее эффективен при наличии в объекте большого количества систем и их значительной удаленности друг от друга.

Местный контроль применяется для определения всех характерных значений параметров, когда оператор находится в непосредственной близости от установки кондиционирования воздуха или приточной вентиляционной камеры. В качестве показывающих приборов используются термометры расширения и жидкостные манометры. В каждом сечении требуется установка двух термометров: сухого и мокрого. Приборы местного контроля в воздухе устанавливают, как правило, в тех же точках системы, что и приборы дистанционного контроля (см. рис. 8.1). Кроме того, контролируют перепад давлений на воздушном фильтре, что характеризует состояние (загрязнение) фильтрующей поверхности.

Местный контроль предусматривает определение параметров тепло- и хладоносителя на входе и выходе из аппаратов системы. Обычно измеряют давление воды перед аппаратом, температуру воды до и после аппарата. Интересную информацию для составления двустороннего баланса аппаратов дает применение расходомеров для аппаратов систем. О соблюдении графика теплоносителя можно судить по сочетаниям замеренных температур теплоносителя — горячей воды и наружного воздуха. Опасным по условиям замерзания воды в трубках воздухонагревателя, управляемого расходом воды, является превышение температурного графика теплоносителя (это объясняется в п. 8.2). Температура воды в поддоне оросительной камеры позволяет оценить предельное состояние обрабатываемого воздуха; перепад температур воды до и после камеры — охлаждающую способность воды и протекающий процесс (изоэнтальпийный или политропный).

Приборы местного контроля показаны на схеме рис. 8.1. В зависимости от технологической схемы системы и применяемых аппаратов для обработки воздуха объем средств контроля меняется. Наряду с термодинамическими параметрами, в объектах с выделениями вредных веществ, особенно токсичных, нестационарных во времени и распределенных в объеме помещения, может потребоваться контроль газового состава, т. е. концентрации в воздухе выделяющихся вредных веществ. Для этого используют газоанализаторы разных типов и конструкций. Концентрация характеризует санитарно-гигиенический эффект работы системы вентиляции или кондиционирования. Контролю концентрации при проектировании обычно уделяют недостаточное внимание.

В системе местного и дистанционного контроля необходимо предусматривать информацию об основном аэродинамическом параметре — расходе воздуха в той или иной точке системы. Этому уделялось недостаточно внимания, так как системы чаще работают при постоянной производительности. В зависимости от вида системы может потребоваться разная информация о расходах. В наиболее общем случае центральной многозональной системы переменной производительности имеется три уровня управления расходами (см. п. 6.1), поэтому нужно определять производительность вентиляторов, расходы наружного, рециркуляционного и выбросного воздуха, а также расходы воздуха в зонах регулирования. К со-

жалению, применяемые средства контроля не позволяют непосредственно определять расход воздуха в каждой точке системы. О величине расхода воздуха можно судить только косвенно и приближенно по положению исполнительного механизма соответствующего регулирующего органа (воздушного клапана или направляющего аппарата). Для каждого регулирующего органа требуется иметь регулировочную характеристику как зависимость расхода воздуха от положения ИМ. Эта характеристика в большей или меньшей мере нелинейна, особенно если клапан поставлен без расчета. Кроме того, нужно помнить, что расход воздуха зависит не только от его положения, но и от производительности вентилятора, которая в общем случае переменна. Данные о положении исполнительного механизма нужно передавать на щит управления и контроля.

Показания приборов системы контроля используются для оценки фактических режимов работы системы, ее элементов и выявления тех или иных недостатков. Так, построение в $I - d$-диаграмме ряда точек последовательных состояний воздуха дает представление о режиме работы системы. Сравнение фактического и оптимального режимов характеризует возможные резервы совершенствования системы. Отдельные процессы характеризуют эффективность работы тех или иных элементов и узлов системы. Большой нагрев приточного или рециркуляционного воздуха свидетельствует о негерметичности соединения воздуховодов, о подсосах воздуха, о низком качестве теплоизоляции. Сравнение температур воздуха в рабочей зоне и уходящего из помещения характеризует эффект распределения воздуха в помещении. Если, например, температура уходящего воздуха ниже, чем в рабочей зоне, то это характеризует возможность перетекания приточных струй в вытяжные отверстия.

Системы контроля создаются для эксплуатации систем в контролируемом режиме, повышения ее эффективности. Известно, что уровень эксплуатации часто остается недостаточным, поэтому следует адресовать несколько строк персоналу, эксплуатирующему системы. Для каждой системы должна быть построена расчетная схема термодинамического состояния системы (в $I - d$-диаграмме) с указанием области наружного климата, возможных режимов работы систем, их границ (в том числе переменных), последовательности процессов обработки воздуха в каждом режиме. Только при этом условии можно наложить и сравнить фактические и расчетные процессы при данных (мгновенных) значениях наружных параметров и нагрузок помещения, для чего в основном и нужна система контроля.

Пример 8.1. В помещении задано поддерживать $\varphi_в = 5$[illegible] %, $t_{в\,min} = 20$ °С, $t_{в\,max} = 23$ °С. Расчетная схема термодинамического состояния системы показана на рис. 8.2. Оценить фактический режим работы системы на основании показаний приборов контроля: $t_{нар} = -5$ °С; $t_{пр} = 13{,}5$ °С; $t_{пр.м} = 11{,}5$ °С; $t_{в.ср} = 19{,}5$ °С; $t_{в.ср.м} = 14{,}5$ °С; $t_{ух} = 21$ °С; $t_{ух.м} = 15$ °С; $t_р = 22$ °С; $t_{р.м} = 15{,}2$ °С; $t_{wн} = 103$ °С; $t_{wн.расч} = 130$ °С; $\sigma_2 = 2$; $t_{нар.расч} = -25$ °С. Температура наружного воздуха по мокрому термометру при $t_{нар} < 0$ °С не измеряется. Влажность наружного воздуха принята по данным метеосводки $\varphi_{нар} = 53$ %. Указатели положения исполнительных механизмов показывают: направляющий аппарат приточного вен-

тилятора в положении 50 %-ного открытия; клапан наружного воздуха 20 %-ного открытия (в этом режиме не управляется); клапан рециркуляционного воздуха, управляемый в этом режиме синхронно с приточным вентилятором, в положении 50 %-ного открытия. Расчетная производительность системы 40 тыс. м³/ч.

Определим ориентировочные расходы воздуха в системе в данном режиме, используя полученные в процессе пуско-наладочных работ регулировочные характеристики воздушных клапанов и направляющих аппаратов. Для направляющего аппарата приточного вентилятора в положении 50 %-ного открытия относительный расход равен 0,7, а абсолютный $0{,}7 \cdot 40\,000 = 28\,000$ м³/ч. Для рециркуляционного клапана в положении 50 % открытия относительный расход равен 0,6, а абсолютный $0{,}6 \cdot 32\,000 = 19\,200$ м³/ч. Для клапана наружного воздуха расход равен $28\,000 - 19\,200 = 8800$ м³/ч вместо требуемого 8000 м³/ч (небольшой перерасход наружного воздуха в системе переменного расхода).

Параметры в рабочей зоне помещения отличаются от заданных, температура ниже на полградуса, относительная влажность выше заданной на 3 %. Направление процесса и характерные точки по показаниям системы контроля нанесены в I—d-диаграмме. Отмечается больший наклон характеристики процесса в помещении, что можно объяснить как большими влаговыделениями, так и влиянием погрешности измерения средних значений параметров в разных точках системы. Нагрев приточного и рециркуляционного воздуха находится в пределах нормы. Избыточная теплота, поступающая в воздух: $Q_{\text{пом}} = L_{\text{пр}} c \rho_{\text{в}} (t_{\text{ух}} - t_{\text{пр}})/(3{,}6 \cdot 10^3) = 28\,000 \times 1 \cdot 1{,}2\,(21 - 13{,}5)/(3{,}6 \cdot 10^3) = 80$ кВт; влаговыделения в помещении $G_{\text{вл. пом}} = L_{\text{пр}} \rho_{\text{в}} (d_{\text{ух}} - d_{\text{пр}}) = 28\,000 \cdot 1{,}2 \cdot (8{,}5 - 8{,}0) \cdot 10^3 = 16{,}7$ кг/ч; фактический коэффициент организации воздухообмена $k_l = (t_{\text{ух}} - t_{\text{пр}})/(t_{\text{в. ср}} - t_{\text{пр}}) = (21 - 13{,}5)/(19{,}5 - 13{,}5) = 1{,}25$. Определяем мгновенное значение границы режима потребления теплоты: $I_{\text{м1}} = I_{\text{р}} - (Q_{\text{пом}} + i_{\text{п}} G_{\text{вл. пом}})/(L_{\text{нар}} \rho_{\text{в}}) = 43{,}5 - (80 \cdot 1490 + 2500 \cdot 16.7)/(8800 \cdot 1{,}2) = 7{,}8$ кДж/кг. Так как точка наружного воздуха ниже граничной энтальпии $I_{\text{м1}}$ при данной тепловлажностной нагрузке помещения, то в системе требуется нагрев воздуха (наружного или в смеси с рециркуляционным) и последующее изоэнтальпийное увлажнение. Эти процессы показаны сплошными линиями в I—d-диаграмме (см. рис. 8.2). Температура горячей воды по графику при $t_{\text{нар}} = -5$ °С должна иметь значение $t_{\text{вн}} = t_{\text{вн. расч}} - (t_{\text{нар}} - t_{\text{нар. расч}}) a_1 = 130 - (-5 + 25) \cdot 2 = 90$ °С. Так как измеренная температура больше вычисленной, то график теплоносителя превышен. Если воздухонагреватель управляется изменением расхода воды, то это создает дополнительную опасность замерзания воды в трубках.

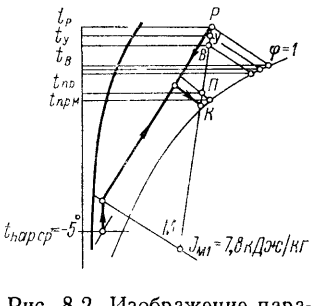


Рис. 8.2. Изображение параметров состояния и процессов обработки воздуха в I—d-диаграмме на основе показаний приборов контроля

8.2. Схемы блокировки, защиты оборудования и сигнализации в системах кондиционирования и вентиляции

Устройства блокировки, защиты оборудования и сигнализации выполняют следующие функции:

обеспечение перевода из одного крайнего положения в другое (реверса) клапанов наружного, рециркуляционного и выбросного воздуха по величине энтальпии наружного воздуха в режиме работы системы с потреблением холода;

синхронизацию управления совместно работающих воздушных клапанов, направляющих аппаратов, а также водяных клапанов;

перевод воздушных клапанов, соединяющих систему с наружной средой, и направляющих аппаратов вентиляторов в положение «закрыто» при выключении системы (вентиляторов); при отрицательных $t_{нар}$ эта мера уменьшает опасность замерзания воды;

автоматическую защиту воздухонагревателей первого подогрева, управляемых преимущественно расходом воды, от замерзания воды в рабочее время (при превышении графика температуры теплоносителя) и в нерабочее;

автоматический трехминутный прогрев воздухонагревателя (Вн) первого подогрева перед пуском двигателя приточного вентилятора;

блокировку пуска оборудования: вентиляторов, насоса, фильтра и клапанов;

блокировку пуска систем местной вентиляции с работой технологического оборудования, а также блокировку пуска систем аварийной вентиляции при превышении концентрации вредных и взрывоопасных веществ в воздухе помещения;

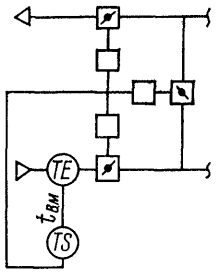


Рис. 8.3. Функциональная схема блокировки, обеспечивающая автоматический реверс воздушных клапанов системы

сигнализацию о превышении концентрации вредных и взрывоопасных веществ;

сигнализацию о необходимости включения в работу холодильной установки и др.

Таким образом, требуемые решения по блокировке, защите оборудования и сигнализации, вытекающие из анализа технологических режимов работы системы, разнообразны. Рассмотрим некоторые решения более подробно.

Реверс воздушных клапанов наружного, рециркуляционного и выбросного воздуха обеспечивает в соответствии с теорией работу систем в зависимости от термодинамического потенциала наружного воздуха с максимальным (при $I_{нар} < I_р$) и минимальным (при $I_{нар} > I_р$) расходом наружного воздуха. Таким образом, реверс клапанов требуется производить по энтальпии наружного воздуха, сравниваемой с известной энтальпией рециркуляционного воздуха. Эффект, возникающий при использовании реверса клапанов, зависит от распределения повторяемости энтальпии наружного воздуха, численных значений $I_р$ и $I_к$, соотношения расходов наружного $G_{н\,min}$ и приточного $G_{пр}$ воздуха. В определенных условиях реверс клапанов приводит к сокращению годового расхода холода на несколько тысяч ватт в расчете на 1 кг часовой производительности системы.

Функциональная схема, обеспечивающая автоматический реверс воздушных клапанов, изображена на рис. 8.3. В канале наружного воздуха установлен датчик энтальпии или температуры мокрого термометра. Двухпозиционный регулятор настроен на энтальпию $I_р$ (или $t_{р.м}$). Если энтальпия или температура наружного воздуха по мокрому термометру наружного воздуха ниже заданной ($I_р$, $t_{р.м}$), то клапаны наружного и выбросного воздуха полностью

открыты, а клапан рециркуляционного воздуха, наоборот, полностью закрыт. Если энтальпия $I_{нар}$ превысит $I_р$, то клапаны переходят в другое крайнее положение, при этом клапан наружного воздуха пропускает расход в количестве $G_{нар\ min}$, а клапан выбросного воздуха — еще меньший расход (на величину объема, удаляемого местными отсосами и теряемого в неплотностях воздуховодов и ограждений помещения).

Схема реверса клапанов несколько видоизменится, если система работает при переменной производительности приточного и рециркуляционно-вытяжного вентиляторов, что приводит к изменению расходов наружного, рециркуляционного и выбросного воздуха. Такое положение обычно оказывается нежелательным, ибо минимальный расход наружного воздуха обычно задан некоторым числом ($G_{нар\ min}$); задан и минимальный расход выбросного воздуха ($G_{выбр\ min}$). Постоянное минимальное значение этих расходов при переменной производительности вентиляторов можно обеспечить только специальными мерами. Одним из возможных решений в режиме при $I_{нар} > I_р$ является отсоединение от управления и прикрытие клапанов наружного и выбросного воздуха и синхронизация управления ИМ рециркуляционным клапаном и направляющим аппаратом приточного вентилятора. Закономерности изменения расходов воздуха на участках системы исследованы и кратко описаны в п. 6.2. Для практической реализации такого решения должен быть задан закон изменения производительности вентилятора и расхода рециркуляционного воздуха от ИМ (h), например:

$$G_{в.\ пр} = G_{нар\ min} + (G_{в.\ пр.\ расч} - G_{нар\ min})\, h_1/h_{max\ 1};$$

$$G_р = (G_{в.\ пр.\ расч} - G_{нар\ min})\, h_2/h_{max\ 2}.$$

На основе этих зависимостей производят подбор сопротивлений в схеме синхронизации по положению реостатов обратной связи ИМ. Такое же решение применяется в режиме работы системы с потреблением теплоты, когда расход наружного воздуха минимальный ($G_{нар\ min}$).

При работе и управлении системой часто возникает *требование синхронизации управления* двумя или тремя ИМ. Синхронизация реализует определенную взаимосвязь положений нескольких исполнительных механизмов, благодаря этому достигается управление температурой воды или воздуха в аппаратах систем за счет смешения двух расходов без существенного изменения характеристик нагнетателей (вентиляторов и насосов). Кроме того, синхронизация позволяет получить требуемую взаимосвязь расходов в разных элементах и частях систем, которые должны работать совместно. Кроме рассмотренного такая синхронизация требуется для управления зональными клапанами на притоке и вытяжке в многозональных системах переменной производительности; для управления производительностью приточного и рециркуляционно-вытяжного вентиляторов в однозональных системах переменной производительности; для управления расходами воды в оросительных камерах,

воздухонагревателях и других аппаратах путем изменения перед ними температуры воды.

Для синхронизации управления двумя ИМ используется реостатная обратная связь. Из двух ИМ один выбирается ведущим, другой — ведомым. В общем случае учитывают разный ход исполнительных механизмов, что достигается введением корректирующих сопротивлений. По сигналу регулятора приходят в движение ведущий и ведомый ИМ, последний останавливается при остановке ведущего. Балансировка схемы, включающей реостаты обратной связи ИМ, производится с помощью специальных приборов — балансных реле.

Автоматическая защита воздухонагревателей первого подогрева и калориферных установок от замерзания воды из-за широкого распространения в отечественной практике управления расходом воды имеет большое значение. Сначала остановимся на причинах, приводящих к замерзанию воды в трубках. Физическая причина связана с ламинарным режимом движения воды в трубках (при $\mathrm{Re} = w\ d_{\text{тр}}/\nu < 2300$) при отрицательной температуре наружного воздуха, плохим перемешиванием потоков наружного и рециркуляционного воздуха перед теплообменником, переохлаждением воды в аппарате. При диаметре трубки теплообменника $d_{\text{тр}} = 0{,}022$ м ламинарный режим достигается при скоростях воды меньше 0,1 м/с. В этом режиме эпюра скоростей неравномерна, перемешивание отсутствует и скорость у стенок близка к нулю. Из-за малого термического сопротивления стенки (δ/λ) температура воды у стенки приближается к температуре воздуха. Наиболее реально замерзание воды в первом ряду трубок со стороны потока наружного воздуха.

Несмотря на множество фактов замерзания воды, их можно связать с тремя основными причинами (по И. И. Зингерману).

1. Ошибки, допущенные при проектировании и связанные с неправильным выбором поверхности нагрева, обвязок по теплоносителю и способа управления. Следствием этого является опасность замерзания и работа защиты, что недопустимо в рабочее время при отсутствии аварийных причин. Опасны большой запас поверхности, приводящий к снижению расхода и скорости воды, параллельные обвязки по воде и управление процессом нагревания изменением расхода воды. Последнее здесь не рассматривается, так как изложено в п. 5.2. Термин «запас поверхности» не строг и возникает только в том случае, если ошибочно полагать температуру охлажденной воды ($t_{wк}$) известной, а не искомой величиной. Тогда «запас» характеризует, в какой мере эта желаемая температура $t_{wк}$ будет отличаться от фактической. Чем больше запас поверхности, тем ниже $t_{wк}$ по отношению к желаемой и тем меньше фактический расход теплоносителя. Таким образом, увеличение запаса поверхности равносильно снижению $t_{wк}$, расхода воды и скорости в трубках, а это как раз и приводит к опасности замерзания.

Обвязки теплообменников (калориферов) влияют на многое: на взаимное направление потоков воздуха и теплоносителя в аппарате; возникающие при этом локальные перепады температур, что изме-

няет расчетный расход, скорость воды в трубках, гидравлическое сопротивление и температуру охлажденной воды, неравномерность температур воздуха на выходе из теплообменного аппарата. Не рассматривая подробно все возможные обвязки, отметим, что предпочтение нужно отдавать последовательно-параллельным обвязкам в пределах одной секции аппарата и параллельным между секциями. Такая схема показана на рис. 8.4. При управлении расходом воды каждая секция имеет отдельный регулирующий орган при последовательном управлении ИМ. Сначала управляют последней по ходу воздуха секцией, при ее закрытии — предпоследней и т. д. Обычно не обращают внимания на происходящее расслоение температур, так как в I—d-диаграмме изображают средние (балансовые) состояния воздуха. Например, средняя температура воздуха перед его нагреванием $t_{\text{н. ср}} = +7$ °С вовсе не характеризует того, что замерзание не произойдет, так как внизу может идти наружный воздух с отрицательной температурой. Из-за опасности замерзания сложно рассчитывать процесс при малом нагреве воздуха; в этом случае даже минимальная поверхность нагрева может оказаться чересчур большой и поэтому потребуется очень малый расход воды. В этом весьма характерном случае можно избежать замерзания, применив другой способ управления— температурой воды. Пример расчета такого процесса приведен в п. 5.2.

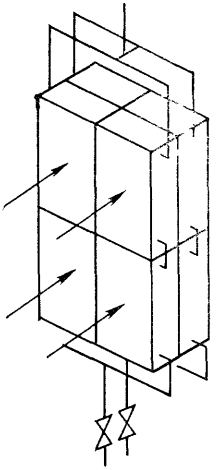


Рис. 8.4. Схема последовательно-параллельной обвязки базовых теплообменников воздухонагревателей

2. Превышение температуры горячей воды по сравнению с графиком теплоносителя является аварийной причиной замерзания— в таком случае применяется автоматическая защита. Если процесс нагревания управляется изменением расхода воды, то при превышении ее графика происходит перегрев воздуха и регулятор уменьшает расход воды, что снижает скорость в трубках и создает опасность замерзания. Превышение графика часто наблюдается в весенний период («перетоп») при температурах наружного воздуха около нуля.

3. Замерзание воды вследствие недостатков конструкции аппарата, приводящих к скоплению воздуха и нарушению циркуляции воды. Кроме того, опасность замерзания может возникать в нерабочее время при перетекании холодного воздуха из-за негерметичности клапана наружного воздуха и при полном закрытии плунжера водяного клапана (без утечек через клапан). В этом режиме многое зависит от уровня эксплуатации систем, очистки воды в системе теплоснабжения, работы защиты от замерзания.

Хотя основной причиной замерзания является малая скорость движения воды в трубках, схему автоматической защиты до сих пор не удается связать со скоростью. Место, где будет минимальной

температура, переменно и не совпадает с местом, где минимальна скорость. Датчики на малые скорости воды (0,2 м/с и меньше) серийно не выпускаются, а конструктивное размещение его в трубке сложно. Применяемые решения по автоматической защите следует предусматривать для аварийных ситуаций и нерабочего времени. Решения, приводящие к включению защиты в рабочее время, недопустимы, так как приводят к отклонению регулируемых параметров. Таким образом, выбор поверхности нагрева, обвязки и способа управления должен полностью исключить возможность включения защиты.

Схема автоматической защиты (рис. 8.5) обычно основана на использовании двухпозиционных терморегуляторов, датчики которых установлены в воздухе перед аппаратом, где температура воздуха наинизшая, и в трубопроводе охлажденной воды. Опасность замерзания связывают с понижением температуры воздуха перед аппаратом ($t_н < 3$ °С) и одновременным понижением температуры охлажденной воды, например $t_{wн} <$ < 25 °С. Если обе температуры будут ниже указанных значений, то в схеме открывается водяной клапан, происходит прогрев воздухонагревателя, в основных вариантах останавливают приточный вентилятор. В нерабочее время схему видоизменяют: нагрев используется, чтобы повысить температуру воздуха перед воздухонагревателем до $t_н >$ > 3 °С и после этого нагрев прекращается. Регулятор как бы заботится о том, чтобы температура малоподвижного воздуха перед Вн не оказалась отрицательной. Если аппарат управляется переменной температурой воды и водяной клапан на обратной воде имеет утечку в закрытом положении плунжера, то применение автоматической защиты не требуется.

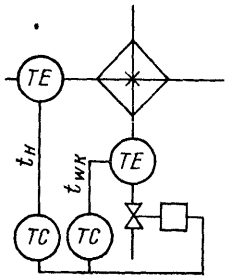


Рис. 8 5 Функциональная схема автоматической защиты воздухонагревателей от замерзания воды в трубках

Сходную задачу выполняет и блокировка, называемая автоматическим трехминутным прогревом Вн. Перед включением в работу приточного вентилятора подается сигнал на открытие клапана на теплоносителе и Вн прогревается. Спустя три минуты по сигналу реле времени включается вентилятор, и холодный наружный воздух приходит в движение. Однако вода в аппарате замерзать не будет, так как трубки предварительно прогреты. По результатам наладки [19] оказалось, что при использовании пропорционального регулятора температуры, управляющего Вн, с зоной пропорциональности 2—3° могут возникнуть такие неполадки: после прогрева датчик может иметь температуру выше заданной, и регулятор дает команду на прикрытие водяного клапана, что создает условия замерзания воды, поэтому рекомендуется использовать астатическую импульсную систему регулирования Вн.

Блокировка пуска оборудования обеспечивает последовательное включение и останов основного оборудования системы: двигателей

вентиляторов и насоса, фильтра, направляющего аппарата, клапанов наружного и выбросного воздуха. Наряду с блокировкой предусматривается индивидуальный пуск оборудования.

8.3. Операторское управление (диспетчеризация) систем кондиционирования и вентиляции[1]

В современных автоматизированных производствах управление технологическими процессами осуществляется, как правило, из пунктов управления, называемых операторскими или диспетчерскими пунктами. При этом строгой границы разграничения понятий «операторский» или «диспетчерский» пункт, «оператор» или «диспетчер» не существует. Различие между ними состоит в масштабе и сложности выполняемых задач.

Традиционно для систем кондиционирования воздуха и вентиляции принят термин «диспетчеризация». Так, в СНиП II-33—75 говорится о диспетчеризации систем кондиционирования воздуха и вентиляции. Термин «диспетчеризация» применен также в справочнике проектировщика [34]. В настоящее время можно выделить два основных подхода к диспетчеризации систем кондиционирования воздуха и вентиляции на промышленных предприятиях и в общественных зданиях.

Для систем технологического кондиционирования воздуха, т. е. систем, для которых требования к точности и поддержанию параметров установлены технологическими картами на технологический процесс, главное назначение диспетчеризации — способствовать обеспечению заданных параметров микроклимата, в том числе и в случаях, когда авторегуляторы не в состоянии обеспечить поддержание параметров (переходные периоды года, резкие возмущения в зонах, отклонения от нормы параметров теплоносителя, хладоносителя или орошающей воды и т. п.).

Для систем вентиляции и кондиционирования воздуха общего назначения основная задача диспетчеризации состоит в улучшении условий эксплуатации систем и сокращении при этом обслуживающего персонала, чему способствует централизация органов включения-отключения систем, органов управления воздушными и водяными клапанами, сигнализация работы и аварийного останова систем, а также централизация контроля параметров микроклимата в некоторых обслуживаемых зонах. Установки кондиционирования рассматриваются как разновидность энергетических объектов предприятия наряду с установками общеобменной вентиляции и другими объектами. При этом функции диспетчера в отношении установок кондиционирования, как и в отношении других объектов, ограничиваются включением-отключением установок и контролем положения их пусковых устройств. Поддержание климатических параметров полностью возлагается на авторегулирующие устройства. В таких случаях установки кондиционирования рассматриваются как простые двухпозиционные объекты управления и контроля

[1] Использованы материалы института ГПИ «Харьковский Сантехпроект».

работы, не имеющие специфических особенностей. Исходя из этого, при наличии на предприятии систем диспетчеризации энергообъектов в ряде случаев (ВАЗ, КамАЗ) управление установками кондиционирования, так же как и установками общеобменной вентиляции, вводится в эту единую систему.

Исходя из изложенного, целесообразно разграничить понятия «диспетчеризация систем технологического кондиционирования» и «диспетчеризация систем вентиляции и кондиционирования общего (не технологического) назначения».

Диспетчеризация систем кондиционирования воздуха — это централизация контроля микроклиматических параметров; централизация органов воздействия на исполнительные устройства установок кондиционирования; централизация контроля работы агрегатов установок кондиционирования; централизация органов включения-отключения установок (в обоснованных случаях).

Диспетчеризация систем вентиляции и кондиционирования воздуха общего (не технологического) назначения — это централизация органов включения-отключения установок и (в надлежащих случаях) органов управления воздушными клапанами; централизация контроля работы установок; централизация контроля параметров микроклимата (в обоснованных случаях) с целью улучшения условий эксплуатации систем и сокращения обслуживающего персонала.

С учетом введенных понятий целесообразно рассмотреть функции, оперативные возможности, объем и вид информации, представляемые диспетчеру.

В системах кондиционирования воздуха (технологического) в ряде случаев авторегуляторы по различным причинам (в основном при отклонении параметров энергоносителей и наружного воздуха за допустимые пределы; в переходных процессах, а также при выходе регуляторов из строя) не могут при расчетных настройках обеспечить поддержание параметров в допустимых пределах. При этом энергоносители, тепломассообменные аппараты и диапазон действия исполнительных устройств могут обеспечить поддержание параметров. В таких случаях переход на ручное регулирование позволяет привести параметры к норме.

Указанное положение является материальной предпосылкой для предоставления диспетчеру микроклимата в качестве оперативной функции перехода от автоматического регулирования на ручное. Естественно, при ручном регулировании диспетчеру необходимо иметь информацию о положении регулирующих органов.

На ряде производств имеется необходимость по технологическим причинам изменять параметры микроклимата. В этих случаях функция изменения задания регуляторам является оперативной и должна быть предоставлена диспетчеру.

При редких включениях-отключениях систем кондиционирования (при круглосуточной работе) функция включение-отключение не является оперативной и, естественно, представление ее диспетчеру не требуется. Вместе с тем при регулярных включениях-отключениях систем (сменная работа) эта функция становится оперативной

функцией диспетчера Предоставление диспетчеру возможности дистанционного пуска агрегатов установок кондиционирования предопределяет организацию информации диспетчеру об исполнении команд.

В части представляемой информации диспетчер в первую очередь должен быть обеспечен сведениями о параметрах, поддерживаемых системами кондиционирования в обслуживаемых зонах.

Важной является форма предоставления диспетчеру информации. Опыт эксплуатации централизованных систем управления показывает, что сведения об абсолютных текущих значениях параметров, поддерживаемых системой управления, не имеют оперативной ценности, если эти параметры находятся в допустимых пределах. Сведения об абсолютных значениях таких параметров могут быть полезны диспетчеру только при выходе их за допустимые пределы. Отсюда следует, что контроль параметров «по вызову» не имеет практического смысла, должен предусматриваться непрерывный контроль с сигнализацией отклонений поддерживаемых параметров за допустимые пределы. Контроль «по вызову» с выводом на показывающий прибор может быть применен для облегчения работы оператора в режиме ручного регулирования при использовании для непрерывного контроля многоточечных приборов.

Для принятия оптимального решения по воздействию на отклонившийся климатический параметр диспетчеру необходимо оценить ряд факторов. Важнейшим из них является динамика нарастания отклонения, которая предопределяет организацию непрерывной записи информации о параметрах в форме диаграммы.

Периодический просмотр диаграмм может помочь диспетчеру предотвратить выход параметров за допустимые пределы. Таким образом, диспетчеру должны быть предоставлены следующие оперативные возможности и информация.

1. Возможность перехода с автоматического регулирования параметров на ручное (всегда).

2. Возможность изменения задания регуляторам (в обоснованных случаях).

3. Возможность диспетчеризации включения-отключения установок кондиционирования (при частых включениях-отключениях — сменная работа).

Диспетчеру должна предоставляться информация двух видов: о состоянии оборудования, о параметрах.

О состоянии оборудования должна предоставляться следующая информация: о положении регулирующих органов, о нарушении работы агрегатов (в собирательной форме, с расшифровкой сигнала по месту), об исполнении команд включить-отключить (при наличии дистанционного управления). Информацию строят по принципу «темного щита» [1].

[1] Темным щитом называют такую организацию технологической сигнализации, при которой при нормальном течении технологического процесса на щите нет световых сигналов Последние подаются в том случае, если параметры отличаются от нормы

О параметрах должна предоставляться следующая информация: о поддерживаемых системами кондиционирования и вентиляции параметрах в обслуживаемых зонах; при косвенном поддержании в зонах влажности — информация о параметрах воздуха после камеры орошения, о параметрах наружного воздуха, о параметрах энергоносителей, измеренных в характерных точках: а) температуре и давлении тепло- и хладоносителей в подающих магистралях, б) температуре и давлении горячей и холодной воды для камер орошения; в многозональных системах с переменным расходом воздуха— информация о давлении воздуха в камере статического давления.

Информация о поддерживаемых параметрах должна представляться непрерывно с записью в форме диаграммы, с сигнализацией об отклонении параметров за допустимые пределы (сигналы об отклонении параметров целесообразно сводить на интегральный индикатор).

В системах вентиляции и кондиционирования воздуха общего (не технологического) назначения основными функциями диспетчера являются: включение и отключение систем по графику или по указанию уполномоченных на то лиц цеха ОВ и производственных цехов; управление распределительными клапанами в общих распределительных воздуховодах; перевод приточных систем на режим дежурного отопления; отключение систем КВ и В при возникновении пожара в обслуживаемых ими помещениях с производствами категорий А, Б, В и Е; наблюдение по информационной модели за исправностью установок; контроль (в необходимых случаях) за температурой воздуха в обслуживаемых зонах и изменение задания регуляторам температуры воздуха в помещениях, обслуживаемых комфортными системами кондиционирования воздуха и вентиляции (в обоснованных случаях); контроль за температурой и давлением теплоносителя, поступающего от ТЭЦ или котельной; оперативное руководство аварийно-ремонтными службами по устранению аварий и неисправностей в установках.

Внедрение систем автоматизации технологических процессов и уровень этой автоматизации (частичная или комплексная автоматизация, централизованное диспетчерское или оперативное управление, автоматизированные системы управления АСУТП и т. д.) определяются тем эффектом (техническим, технико-экономическим, социально-экономическим), который при этом может быть достигнут.

Говоря об эффективности автоматизации и диспетчеризации систем вентиляции и кондиционирования воздуха, необходимо отметить следующее: согласно СНиП II-33—75 применение систем кондиционирования воздуха и вентиляции обусловлено необходимостью достижения нормируемых условий воздушной среды; технологическими требованиями производства; возможностью достижения оптимальных или близких к ним гигиенических условий, если это оправдано экономически. Применение диспетчеризации систем вентиляции и кондиционирования воздуха должно дать:

экономический эффект, усиливающий эффект от применения собственно систем вентиляции и КВ и их автоматизации за счет сокращения времени, в течение которого параметры воздуха не соответствуют заданным, дополнительной экономии теплоты, холода, электроэнергии и т. д.;

дополнительный эффект, связанный с улучшением условий эксплуатации, уменьшением ремонтных сроков, сокращением обслуживающего персонала и т. д.;

расчет полного экономического эффекта возможен лишь после проведения расчета экономической эффективности внедрения собственно кондиционирования воздуха и вентиляции и их автоматизации.

Л. Д. Богуславский (МИСИ) обратил внимание на то, что диспетчеризация систем вентиляции и кондиционирования воздуха промышленного объекта дает возможность сократить перерасход теплоты и электроэнергии, а также заработной платы обслуживающего персонала, неизбежных при пуске и установке систем вручную. Срок окупаемости дополнительных капитальных затрат на диспетчеризацию вычисляют с учетом вышеизложенных статей экономии. Включение вентиляционных систем и систем кондиционирования воздуха должно быть закончено к началу работы цеха, а выключение — после окончания работы цеха. Затраты времени на включение приточной системы оценивают в 0,05—0,08 ч, на включение вытяжной — 0,03—0,05 ч, на выключение приточной и вытяжной систем — 0,03—0,05 ч. Расход и стоимость перерасходованной теплоты и электроэнергии определяют по известным формулам (см. п. 4.6). Согласно данным проектов, капитальные затраты на диспетчеризацию одной вентиляционной системы составляют в среднем 120 руб.

Таким образом, можно сделать следующие выводы: количественная оценка целесообразности диспетчеризации систем вентиляции и КВ должна базироваться на объективных критериях, учитывающих как технико-экономические, так и социально-экономические аспекты диспетчеризации. Эти критерии должны учитывать эффективность диспетчеризации как с учетом эффективности собственно вентиляции и кондиционирования воздуха и их автоматизации, так и с учетом дополнительного эффекта. Разработка объективных критериев целесообразности диспетчеризации должна явиться предметом специальных научно-исследовательских работ как часть работ по разработке методологических основ и рекомендаций по определению эффективности систем кондиционирования воздуха и вентиляции и их автоматизации. С учетом сказанного, на данном этапе можно говорить лишь о качественной оценке целесообразности диспетчеризации, имея в виду рекомендуемую (на основании опыта) область применения диспетчеризации и ее объема.

Применение диспетчеризации для систем технологического кондиционирования определяется сочетанием следующих факторов: наличия жестких требований к поддержанию микроклимата в производственных помещениях (необходимое условие), рассредоточенности установок кондиционирования, в частности, размещения их

на различных этажах здания; значительного количества установок кондиционирования (порядка 10 и более).

На решение вопроса о целесообразности диспетчеризации систем вентиляции и кондиционирования воздуха общего (не технологического) назначения влияют следующие факторы:

рассредоточенность систем на большой площади, а также расположение их на различных отметках (этажах); значительное количество систем; необходимость периодического включения-отключения систем, например, при одно- или двухсменной работе предприятия; необходимость периодического перехода приточных систем на режим дежурного отопления; необходимость (в соответствии с п. 1.7 СНиП II-33—75) централизованного отключения систем вентиляции и кондиционирования воздуха, обслуживающих здания и помещения с производствами категории А, Б, В и Е при возникновении в них пожара.

При наличии на производстве диспетчеризации другого инженерного оборудования и (или) энергетических служб (электроснабжения, тепло- и холодоснабжения) диспетчеризация систем КВ и В в зависимости от конкретных условий может или должна быть совмещена с этой диспетчеризацией. В этом случае диспетчеризация систем КВ и В может оказаться целесообразной и при незначительном количестве систем.

8.4. Основные сведения о приборах контроля и регулирования параметров воздуха в системах кондиционирования и вентиляции

Основное оборудование для обработки воздуха в системах кондиционирования и вентиляции является теплотехническим и поэтому при автоматизации систем могут применяться практически все выпускаемые промышленностью для теплоэнергетики приборы контроля и регулирования. Но есть и специфика в автоматизации систем. Она заключается в том, что кроме температуры, расхода и давления, характерных для теплоэнергетики, требуется измерять и регулировать такие специфические параметры, как влажность, влагосодержание, энтальпию воздуха, а в вентилируемых производственных помещениях — концентрацию вредных веществ разных наименований.

Приборы контроля и регулирования для теплоэнергетических объектов выпускаются в течение многих лет, постоянно модернизируются и поэтому обладают высокими техническими характеристиками и надежностью. Однако в силу традиционного, не всегда объективного, отношения к системам (КВ и В) как к объектам автоматизации многие специалисты считают, что применение традиционных теплотехнических приборов и регуляторов нецелесообразно из-за их относительно высокой стоимости и некоторой сложности схем. Заметим, что цены приборов и регуляторов разных типов постепенно сближаются. В типовых проектах автоматизации систем используют, как правило, «простые» приборы и регуляторы, специально разра-

батываемые для систем кондиционирования и вентиляции (например, терморегуляторы ПТР, РТ, РРТ и др.).

Известно, что проектированием автоматизированных систем кондиционирования и вентиляции в нашей стране занимается много отраслевых проектно-конструкторских организаций. Типовые проекты могут применяться без учета конкретных возможностей применяемой аппаратуры и особенностей технологического процесса. Приведем характерный пример. При автоматизации систем специалисты часто не разделяют статические и динамические отклонения параметра. Между тем, если серийный терморегулятор может обеспечить статическое отклонение 1 °С, то динамическое отклонение фактически оказывается большим. Это обычно вполне допустимо, так как время такого отклонения ограничено, а непосредственный объект не успевает воспринять отклонение температуры из-за инерционности процесса передачи теплоты. Чтобы избежать этой ошибки и не требовать от системы регулирования малого динамического отклонения, оно должно быть предварительно вычислено (см. п. 2.3 и 2.4).

При выборе тех или иных регуляторов не всегда уделяют внимание законам регулирования, которые эти регуляторы могут реализовать. В одних условиях допустимо регулирование со статической ошибкой, в других — она должна быть сведена к минимуму. При рассмотрении допустимых и возможных отклонений параметров нужно четко различать временно́е отклонение параметра, ликвидируемое в конкретной точке пространства системой стабилизации, и пространственную неравномерность, зависящую от системы распределения воздуха и источников. Исходя из этого, нельзя на систему стабилизации возлагать функции устранения неравномерности параметров в пространстве.

Приборы и регуляторы температуры достаточно хорошо отработаны. Сложное положение наблюдается при измерении и регулировании влажностных параметров. До последнего времени практически нет серийного влагомера, обладающего хорошими техническими характеристиками, как нет серийного датчика влажности для регуляторов и комплектных влагорегуляторов.

Возникшее в свое время решение (пригодное не во всех случаях) поддерживать влажность воздуха в помещении косвенно, стабилизируя температуру воздуха за оросительной камерой (при высокой относительной влажности, $\varphi = 0{,}90 \div 0{,}95$), стало привычным и удобным. Между тем такое решение применимо при вполне определенных условиях, в частности при условии (1.6). Кроме того, при таком решении точность поддержания влажности невысока, так как один градус температуры соответствует примерно 4 % относительной влажности. Учитывая неравномерность параметров в сечении после оросительной камеры, на практике сложно выбрать точку измерения температуры. При засорении части форсунок в межремонтный период конечное влагосодержание воздуха уменьшается. Все это влияет на отклонение влажности воздуха в помещении при ее косвенном регулировании.

Привычка к традиционному косвенному поддержанию влажности является одной из причин трудностей, возникающих при внедрении датчиков влажности. Кроме того, при разработке датчиков-влагомеров не учитывают характеристики промышленных регуляторов. Разработкой и выпуском регуляторов влажности занимаются недостаточно. Применение влагомеров и влагорегуляторов ограничено из-за отсутствия средств поверки. Госстандарт СССР не включил измерители влажности в перечень приборов, подлежащих государственной поверке службами Госстандарта. Согласно положению, эти приборы подлежат ведомственной поверке, но разработкой средств и методов поверки ведомственные организации не занимаются.

Многие разработчики приборов и проектировщики считают возможным и целесообразным использовать для регулирования (двух- и трехпозиционного) сигнальные контакты, имеющиеся в некоторых приборах. Такое решение является ошибочным, так как при этом отсутствуют, как правило, необходимые настройки: зона неоднозначности и зона нечувствительности. Эта ошибка в ряде случаев может дорого обходиться, приводить к перерасходам теплоты, холода или электроэнергии, к браку продукции.

При технологическом кондиционировании воздуха экономия на стоимости средств автоматизации за счет совмещения в одном приборе функций регулирования, показания и регистрации, т. е. совмещения регулятора и показывающего прибора, нецелесообразна. Особенно опасно (из-за отказа) применение многоточечных приборов, так как при неисправности одного прибора становится неуправляемым ряд параллельных контуров регулирования. В общем случае требования к объему применения средств автоматизации в комфортных и технологических системах должны выбираться на основе экономических обоснований различными.

В ряде объектов требуется стабилизировать концентрацию того или иного вредного вещества в воздухе рабочей зоны как параметра состава воздушной среды помещения. Особенно это важно для вентилируемых производственных помещений. Автоматическая стабилизация концентрации вредного вещества путем управления расходами наружного и выбрасываемого в атмосферу воздуха приводит к сокращению расходов теплоты и электроэнергии при удовлетворении санитарно-гигиенических требований. Реализация такого управления в значительной мере зависит от наличия серийно выпускаемых датчиков концентрации различных веществ и автоматических регуляторов.

Измерительные приборы позволяют контролировать такие параметры, как температура, влажность, расход и давление. Для измерения температуры применяют, как правило, мосты серии КСМ и логометры с термометрами сопротивления разных типов.

Потенциометры с термопарами из-за низких перепадов температур применения в системах не нашли. Для контроля расходов и давлений в зависимости от конкретных условий применяют как электронные приборы КСД с датчиками серии ДМ, МЭД, так и жидкост-

ные дифманометры. Измерение относительной влажности можно производить серийным прибором ВВЧ ($\varphi = 0{,}3 \div 0{,}95$), который имеет высокую стоимость и малую дистанционность. Аналогичными характеристиками обладает УДРОВ, но он выпускается мелкими сериями. Индикатор-сигнализатор ГП-215 с подогревным хлористолитиевым датчиком имеет класс 4,0, его применение ограничено из-за неудобной шкалы малого размера, высокой стоимости и отсутствия информации об их выпуске.

Прибор ГП-225 — комплекс приборов с подогревным хлористолитиевым датчиком для измерения таких параметров, как относительная влажность, влагосодержание, температура точки росы и энтальпия. Он имеет трехпозиционное сигнальное устройство, может комплектоваться с регистрирующим потенциометром КСП, однако выпуск этих приборов весьма ограничен.

Для регулирования параметров в системе применяются в основном электронные регуляторы с электрическими исполнительными механизмами (ЭИМ) постоянной скорости. На некоторых предприятиях (например, текстильных, искусственных волокон) в силу сложившихся традиций применяется и пневматическая аппаратура автоматизации. Она же применяется и для автоматизации неавтономных кондиционеров (серии КНУ, КТН) в основном из-за отсутствия регулирующих клапанов с ЭИМ и малым условным проходом. В качестве терморегуляторов в соответствии с типовыми проектами чаще всего применяются двух- и трехпозиционные регуляторы температуры орловского ПО «Промприбор» (типа ПТР, РТ, РРТ и др. модификации), разработанные специально для применения в системах кондиционирования и вентиляции. Они имеют одинаковые технические характеристики и обеспечивают (в комплекте трехпозиционного терморегулятора и импульсного прерывателя) шагово-астатическое регулирование. Для автоматизации приточных вентиляционных систем применяют те же регуляторы, но в модификации для пропорционального регулирования (ПТР-П, РТ-П) с обратной связью по положению исполнительного механизма. Регуляторы этих типов предназначены в основном для работы с медными термометрами сопротивления градуировки 23. В настоящее время на орловском ПО «Промприбор» в серийное производство внедряются регуляторы серий ТЭ и ТМ, имеющие аналогичные технические характеристики, но отличающиеся от прежних моделей наличием встроенного импульсного прерывателя (в трехпозиционных регуляторах) и искробезопасными входными и выходными цепями (регуляторы типа ТЭ).

Для технологических процессов, требующих повышенной точности поддержания параметров (например, для производства синтетических волокон, полупроводников и т. п.), в последние годы начали применять электронные регуляторы, обеспечивающие совместно с ЭИМ постоянной скорости пропорционально-интегральный закон регулирования. К ним относятся общепромышленные регуляторы типа Р.25, РП-2, РП-4 и некоторые другие. Эти регуляторы, предназначенные для использования прежде всего в теплоэнергетике,

Таблица 8.1

Основные технические характеристики регуляторов температуры

Тип регулятора	Закон регулирования	Датчики	Зона нечувствительности	Зона пропорциональности	Время изодрома $T_и$, с	Примечание
РТ-2, ТЭ1П3, ТМ2	2П			—	—	ТЭ1П3 — с искробезопасным входом
РТ-3, ТЭ2П3, ТМ8	3П, $Р_С$	ТСМ	0,5—1,0 °С	—	—	ТЭ2П3 — с искробезопасным входом; ТЭ2П3, ТМ8 — со встроенным импульсным прерывателем $\tau_и = 0{,}5 \div 15{,}5$ с, $\tau_п = 1 \div 301$ с
РТ-П	П			1,5—5 °С	—	Реостатный датчик положения ИМ $R = 280$ Ом
Р.25.1	П, ПИ, ПИД	1—3 дифференциально-трансформаторных (0—0,5 В)	0,5—5 %	0,5—20 %	5—500	
Р.25.2		1—2 ТСП, ТСМ-1 с унифицированным сигналом (0—10 В или 0—5 мА)	0,5—5 % (100 % — 46 Ом)	0,5—20 %		С внешним дифференциатором
РП2-П3		1—4 дифференциально-трансформаторных	0,2—1,2 %	0,2—2,5 %		
РП2-С3		1—2 ТСП, ТСМ	0,2—1,2 % (100 % — 2000 м)	0,2—2,5 %		
ПР3.33	П, ПИ	ТУДП	±1 %	2—3000 %	3—6000	Пневматический

обладают высокими техническими характеристиками, имеют, как правило, несколько входов, позволяющих подключать различные типы первичных преобразователей, и вследствие этого достаточно универсальны. Применение регуляторов дает возможность реализовать различные современные решения по автоматизации систем, например, схемы с автоматической коррекцией регулируемого параметра по нагрузке, обеспечивающие в некоторых случаях больший комфорт. При использовании внешних дифференцирующих приборов (входящих в семейство регуляторов) можно осуществить ПИД-закон регулирования. Эти регуляторы обладают широким диапазоном динамических настроек, что позволяет получать высокое качество регулирования в разнообразных схемах автоматизации систем кондиционирования и вентиляции. Основные технические характеристики регуляторов температуры приведены в табл. 8.1. При использовании данных этой таблицы полезно помнить о постоянной модернизации средств автоматизации и некотором изменении характеристик.

Применение общепромышленных регуляторов типа Р.25.2 (МЗТА), РП2-С (чебоксарское ПО «Промприбор») и других, подобных им по построению входных цепей, наиболее удобно для автоматизации крупных систем. Эти регуляторы в сочетании с первичными преобразователями на основе подогревных хлористолитиевых и влагочувствительных элементов позволяют реализовать не только регулирование всех параметров воздуха (t, φ, d, I, $t_{\text{росы}}$), но и регулирование с коррекцией по любому из параметров, например $t_1 = f(d)$ и т. д. Отсутствие оцифровки шкалы задатчика позволяет применять один и тот же регулятор в различных контурах регулирования при разных регулируемых параметрах и их значениях, что удобно для эксплуатации.

Наряду с электрическими регуляторами, для автоматизации систем применяются и пневматические, однако доля их в общем количестве невелика (меньше 10 %) и, как показал анализ, постоянно снижается. Применение пневматической системы регулирования определяется пожаро- и взрывоопасностью помещений, а также наличием на предприятии станции подготовки воздуха. Из-за отсутствия воздуха нужной чистоты пневматические приборы быстро выходят из строя и их приходится в процессе эксплуатации менять на электрические, поэтому к применению пневматических систем регулирования нужно подходить с учетом всего вышеизложенного.

8.5. Методы определения настроек типовых регуляторов

Конечной целью автоматизации является поддержание заданных параметров. О качестве поддержания параметров принято судить по двум критериям. Первый из них — устойчивость процесса регулирования — является необходимым условием. Устойчивость оценивают по отношению амплитуд колебаний регулируемого параметра в переходном процессе. Переходный процесс считается устойчивым, если амплитуды уменьшаются, т. е. каждая последующая ампли-

туда меньше предыдущей. В противном случае переходный процесс является неустойчивым, автоколебательным, а это недопустимо. На стадии пуско-наладочных работ (иногда на стадии проектирования), зная характеристики синтезированного объекта, выбирают такие настройки регулятора, которые обеспечивают устойчивость процесса регулирования.

Вторым критерием выбора настроек автоматического регулятора является тип переходного процесса. Рассмотрим основные понятия и представления о качестве переходного процесса в замкнутой системе автоматического регулирования. При выборе переходного процесса в САР, соответствующего заданному качеству регулирования, все рассматриваемые возмущения необходимо приводить к скачкообразному возмущению на входе по каналу регулирующего воздействия, т. е. измерять их соответствующей величиной $x_{им}$ (в процентах хода исполнительного механизма). Для определенности в качестве регулируемого параметра будем рассматривать температуру t, отклонение ее обозначим Δt. Относительное отклонение регулируемого параметра можно записать так: $x = \Delta t/(K_0 x_{им})$, где K_0 — коэффициент передачи объекта по каналу «регулируемый параметр — регулирующее воздействие». Ориентируясь на кривую затухающего переходного процесса, относительные амплитуды первого, второго и других отклонений, можно обозначить x_1, x_2, ..., x_n, а относительную статическую ошибку регулирования $x_{ст} = \delta_{с1}/(K_0 x_{им})$. Время переходного процесса определяют от момента внесения возмущения до момента, когда относительная амплитуда уменьшится до $x = 0{,}05$.

Выбор закона регулирования и расчет настроек производят на основе следующих типов переходных процессов в САР [33]:

1) процесс с 20 %-ным перерегулированием, когда $x_2/x_1 = 0{,}2$;

2) процесс без перерегулирования, когда $x_2 = 0$;

3) процесс с минимальным временем регулирования $\tau_р = \min$ при данном законе регулирования;

4) процесс с минимальной интегральной ошибкой

$$F = \int_0^{\tau_р} \Delta x^2 \, d\tau = \min.$$

С учетом свойств непосредственных объектов, требующих поддержания тех или иных параметров, оказывается, что предпочтительно выбирать настройки, обеспечивающие процесс с минимальной интегральной ошибкой (см. п. 4.5).

Рассмотрим настройки типовых регуляторов. Предварительно считается известным объект регулирования и его параметры K_0 (коэффициент передачи), τ_0 (запаздывание), T_0 (постоянная времени). Методики выбора настроек основаны на описании объекта этими тремя параметрами.

Пропорциональный регулятор может быть применен в том случае, если допускается статическая ошибка регулирования. Это приемлемо для комфортных систем кондиционирования и систем вентиля-

ции, где допустимое отклонение значительно (около 1—1,5 °С) и больше, чем при технологическом кондиционировании. Принцип работы пропорционального регулятора температуры поясняет его схема (рис. 8.6). В мостовой схеме регулятора имеется четыре сопротивления. Одно из плеч моста — выносной чувствительный элемент, сопротивление которого зависит от температуры (R_t). Два другие плеча образуют переменные сопротивления, позволяющие менять задание регулятору ($R_{зад}$) и его зону пропорциональности $R_{з.п}$. Последняя есть разность значений регулируемого параметра, при которой исполнительный механизм переходит из одного крайнего положения в другое. Задание регулятора есть значение регулируемого параметра, при котором регулирующий орган находится в среднем положении. Четвертым плечом моста в пропорциональном регуляторе является переменное сопротивление ($R_{о.с}$) реостата обратной связи. Питание схемы подается в одну диагональ моста, а с другой диагонали снимается сигнал, поступающий на усилитель и управляющий исполнительным механизмом.

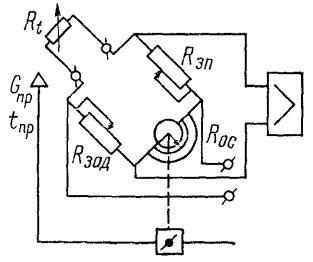


Рис. 8.6. Принципиальная схема пропорционального регулятора температуры

Пусть в силу изменения тепловой нагрузки помещения изменилась температура воздуха в помещении. Тогда изменится сопротивление R_t чувствительного элемента, разбалансируется мостовая схема регулятора. Сигнал рассогласования после усиления приведет в движение электрический исполнительный механизм. Его перемещение будет изменять сопротивление $R_{о.с}$ и в некотором положении ИМ равновесие мостовой схемы будет восстановлено, хотя температура вернется к заданному значению не точно, а со статической ошибкой. Ее можно свести к минимуму, если заменить переменное сопротивление $R_{о.с}$ постоянным, тогда равновесие в мостовой схеме будет достигаться только при возвращении температуры к заданному значению. Такой регулятор, не имеющий статической ошибки, называют астатическим.

Характеристикой регулятора называют зависимость между положением исполнительного механизма (выход с регулятора) и значением регулируемого параметра (вход на регулятор) в установившемся процессе. Такая характеристика пропорционального регулятора показана на рис. 8.7. Начало координат соответствует по определению заданному значению параметра и среднему положению ИМ. Линии на графике идут не из начала координат, что учитывает зону нечувствительности регулятора. Она характеризует отклонение параметра, в пределах которого регулятор не вырабатывает командного сигнала. Если пренебрегать зоной нечувствительности по сравнению с зоной пропорциональности, то последнюю можно связать с коэффициентом передачи регулятора:

$$K_р = \frac{100\,\%\text{ хода ИМ}}{\text{зона пропорциональности}}.$$

Если задана статическая ошибка регулирования ($\delta_{ст}$), то можно определить минимально необходимый коэффициент передачи регулятора $K_р = 50\ \%/\delta_{ст}$ при условии, что в среднем положении исполнительного механизма статическая ошибка равна нулю.

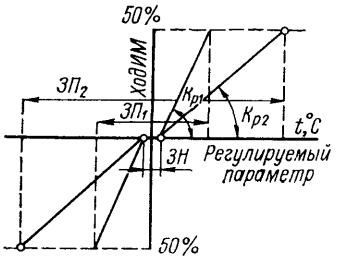


Рис. 8.7. Характеристика пропорционального регулятора температуры:
ЗН — зона нечувствительности;
ЗП — зона пропорциональности

Выбор настройки П-регулятора заключается в определении коэффициенга передачи $K_р$ по известным $K_о$, $\tau_о$ и $T_о$ с помощью графика рис. 8.8 и установке зоны пропорциональности по шкале регулятора. На другой шкале устанавливают заданное значение регулируемого параметра. На горизонтальной оси графика откладывают известное отношение $\tau_о/T_о$. Из этой точки проводят вертикальную линию до пересечения с кривой (*2*, *3* и *4*), определяющей требуемое качество переходного процесса. Система с П-регулятором будет устойчива, если точки, определяемые сочетаниями $K_о$, $\tau_о$ и $T_о$ во всем диапазоне регулирования, будут расположены ниже кривой *1*, являющейся границей устойчивости. Этому условию удовлетворяет точка *А* на рис. 8.8, в которой известно произведение $K_р K_о$ и, кроме того, $K_о$. По этим данным легко вычислить $K_р$ и соответствующую зону пропорциональности. Приведенные объяснения показывают, что без характеристик объекта нельзя найти настройку регулятора. Поясним методику выбора настройки П-регулятора примером.

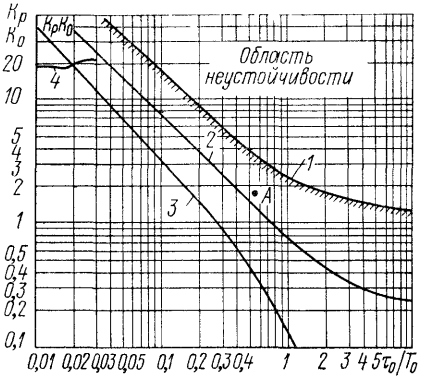


Рис. 8.8. График для определения настройки пропорционального регулятора в обьекте с параметрами $K_о$, $T_о$, и $\tau_о$:
1 — граница устойчивости; *2* — процесс с 20 %-ным перерегулированием; *3* — процесс без перерегулирования; *4* — процесс с минимальным временем регулирования

Пример 8.2. Для объекта с параметрами $K_о = 0{,}1$ °С/%, $\tau_о = 100$ с, $T_о = 200$ с выбрать настройку П-регулятора для обеспечения устойчивости и процесса с 20 %-ным перерегулированием.

Предварительно вычисляем отношение $\tau_о/T_о = 0{,}5$, откладываем его на горизонтальной оси, проводим из точки вертикальную линию до пересечения с линией *2*. В этой точке находим $K_р K_о = 2$, поэтому $K_р = K_р K_о)/K_о = 2/0{,}1 = 20$ %/°С. Зона пропорциональности П-регулятора $100/20 = 5$ °С.

Релейные регуляторы с постоянной скоростью ($Р_с$-регуляторы) применяют для создания динамического температурного или скоростного режима, в особоточных (прецизионных) системах, для автоматизации автономных кондиционеров, тепломассообменные аппараты которых управляются включением-выключением. При непосредственной установке датчика регулятора в помещении должны

допускаться колебания параметра. При установке регулятора не в самом помещении, а в другом месте (например, в рециркуляционном воздуховоде, в «оболочке», окружающей кондиционируемое помещение, и других случаях) колебания могут возрастать или уменьшаться за счет естественного свойства теплоаккумуляции и затухания температурных колебаний. Для анализа процесса регулирования периодические колебания в квазистационарном процессе следует разложить в гармонический ряд. В достаточно общем и характерном случае экспоненциального изменения управляющего воздействия и регулируемого параметра удобно пользоваться специальными таблицами, приведенными в приложении к книге [31].

Рассмотрим характеристику релейного трехпозиционного регулятора (рис. 8.9). Такой регулятор можно представить как два двухпозиционных регулятора. Основной настройкой трехпозиционного регулятора является зона нечувствительности, которую можно изменять. Например, для терморегуляторов регулируемая зона нечувствительности может составлять от 0,5 до 5 °С. Другим параметром (но нерегулируемым) является зона неоднозначности, характеризующая, что срабатывание и отпускание происходит не при одном и том же, а при несколько разных значениях параметра. Трехпозиционный релейный регулятор имеет три интервала характеристики. В пределах зоны нечувствительности («норма») регулятор не вырабатывает командного сигнала. При отклонении параметра, большем, чем зона нечувствительности («больше» или «меньше»), регулятор подает сигнал, и исполнительный механизм переходит в одно из крайних положений (не обязательно «открыто» или «закрыто»). В отличие от трехпозиционного двухпозиционный регулятор имеет два положения («больше» или «меньше») и регулируемую зону неоднозначности.

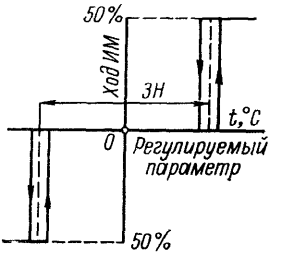


Рис. 8 9 Характеристика релейного трехпозиционного регулятора температуры

Допустимой скоростью исполнительного механизма ($1/T_c$) называют отношение процентов хода ИМ к времени его перемещения, измеряемого в секундах. Эта величина для трехпозиционного регулятора может быть найдена из выражения

$$1/T_c = \alpha\delta_н/(K_0\tau_0), \qquad (8.1)$$

где $\delta_н$ — зона нечувствительности регулятора; α — величина, определяемая по графику рис. 8.10 в зависимости от отношения τ_0/T_0 и желаемого типа переходного процесса в системе с трехпозиционным регулятором. При $\alpha \geqslant 1$ наступает автоколебательный режим (область неустойчивости). Для сохранения устойчивости во всем диапазоне регулирования выбранная скорость ИМ ни в одной точке не должна превышать допустимую. В серийно выпускаемых ИМ скорость ($1/T_{им}$) может быть изменена двумя путями: изменением передаточного отношения редуктора, что изменяет скорость враще-

ния выходного вала, или перемещением концевых выключателей.

При отсутствии серийных ИМ с необходимой скоростью можно применять регулятор с импульсным прерывателем перед исполнительным механизмом. Настройки такого прерывателя выбираются из условия

$$\tau_и/(\tau_и + \tau_п) = T_{ИМ}/T_с,$$

где $\tau_и$ — время импульса; $\tau_п$ — время паузы; $1/T_{ИМ}$ — собственная скорость ИМ в процентах на секунду.

Поясним методику выбора настройки трехпозиционного регулятора примером.

Пример 8.3. Система трехпозиционного регулирования температуры в объекте с параметрами $K_о = 0{,}05$ °С/%, $\tau_о = 50$ с, $T_о = 200$ с должна обеспечить апериодический переходный процесс. Серийный ИМ в пределах полного перемещения от положения «открыто» до положения «закрыто» за 30 с имеет скорость $1/T_{им} = 100/30 = 3{,}3$ (%/с). Статическая ошибка регулирования $\delta_{ст} = 1$ °С.

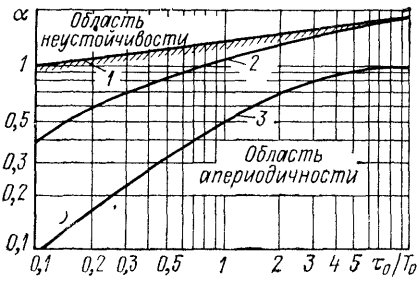


Рис. 8.10. График для определения настройки релейного трехпозиционного регулятора в объекте с параметрами $K_о$, $T_о$ и $\tau_о$:

1 — граница устойчивости; *2* — процесс с минимальным временем регулирования; *3* — процесс без перерегулирования

Выберем зону нечувствительности не более заданной статической ошибки $\delta_н = \delta_{ст} = 1$ °С. Вычисляем отношение $\tau_о/T_о = 50/200 = 0{,}25$ и по графику ниже кривой *2* (рис. 8.10), что соответствует желаемой апериодической области работы, находим $\alpha = 0{,}1$. Допустимая скорость ИМ по формуле (8.1) равна $1/T_с = 0{,}1 \times 1/0{,}05 \cdot 50 = 0{,}04$ (%/с). Поскольку серийный ИМ не имеет такой скорости, то применяем импульсный прерыватель при $\tau_и/(\tau + \tau_п) = 0{,}04/3{,}3 = 0\ 01$.

Изодромный (*пропорционально-интегральный*) *регулятор* обеспечивает регулирование с весьма малой статической ошибкой, так как нечувствительность такого регулятора весьма мала. Такое регулирование применяется в том случае, когда технологической процесс требует малого отклонения параметра, например при технологическом кондиционировании. Настройками ПИ-регулятора является время изодрома $T_и$ и коэффициент передачи $K_р$ или скорость связи $v_{св} = 1/(K_р T_{им})$. Настройки ПИ-регулятора, как и других, определяются по специальным графикам с учетом устойчивости процесса и качества переходного процесса [33].

Глава 9

СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ИСПЫТАНИЯ И НАЛАДКИ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ВЕНТИЛЯЦИИ

В автоматизированных системах каждый элемент должен обеспечивать в процессе эксплуатации заданные ему функции. Для того чтобы сравнить фактический режим работы элемента с расчетным,

проводятся испытание и наладка систем. Эти работы по своей технической сути должны быть прежде всего правильно организованы. Этим вопросам, а также методикам проведения испытания и наладки в настоящее время уделено мало внимания. Учитывая это, автор собрал и обобщил материал по научно обоснованным методикам испытания и наладки основных элементов систем. Их внедрение должно повысить качество и уровень работ, сократить их сроки и трудоемкость.

9.1. Научные основы технических испытаний и наладки автоматизированных систем кондиционирования воздуха и вентиляции

Пуско-наладочные работы являются важным этапом создания автоматизированных систем. Если при проектировании выбираются основные и принципиальные решения системы, то при испытании и наладке оценивается работоспособность системы, правильность расчета ее элементов, недостатки принятых решений и пути их устранения. Таким образом, при наладке имеют дело с овеществленным проектом и обеспечивают конечный эффект применения систем: создание и поддержание заданных параметров состояния и газового состава воздуха в помещении при минимальном потреблении тепловой и электрической энергии.

Современное состояние методов наладочных работ, регламентируемое справочниками и инструкциями, позволяет считать, что в этом вопросе имеются большие и до сих пор неиспользуемые резервы, прежде всего за счет несовершенства целей и методов проведения работ. Это важно, так как пуско-наладочными работами занимается большой контингент людей, не всегда обладающих достаточными профессиональными знаниями и навыками.

Область применения научных методов охватывает все основные виды работ по испытанию и наладке аппаратов тепловлажностной обработки, вентиляционных сетей, автономных кондиционеров и других элементов. При разработке методик должен применяться системный подход как средство учета взаимосвязи всех элементов друг с другом и с системой в целом. Не удается изменить ни один элемент системы, не повлияв на другие. Например, при неправильном выборе элемента изменяются режимы работы его и последующих элементов. Это характерно как для тепловых, так и для аэродинамических процессов в системах.

Главный принцип испытания и наладки систем связан с правильным учетом физических процессов, протекающих в исследуемом элементе. Многие объекты испытания характеризуются сложным физическим механизмом явления, распределенностью процесса в пространстве, множественностью элементарных поверхностей обмена, нестационарностью процесса в управляемом элементе. Методики не всегда это учитывают. Так, при испытании поверхностных аппаратов определяют общий коэффициент теплопередачи всего аппарата, а сравнивают его с таковым для единичного теплообменника. Методика сня-

тия тепловоздушного баланса помещения не оговаривает условий испытания с учетом нестационарности воздействий. Из физических представлений о процессе вытекает математический аппарат как средство описания этого процесса.

Обоснование целей испытания должно быть основой методики. При этом необходимо учитывать методы и особенности проектирования и расчета элементов, монтажные отступления от проекта, особенности эксплуатации. Методики не всегда учитывают комплекс условий, определяющих цели испытаний. Так, для поверхностных аппаратов цели испытаний связаны с состоянием поверхности (загрязнением, поломкой части оребрения и др.) и не учитывают сложность и несовершенство расчета процесса, распределенность температур воздуха и воды, начальную неравномерность параметров воздуха. При обосновании цели испытания должно использоваться понятие «расчетный режим».

Соответствие методов испытания и проектирования является непременным условием обоснованной методики. Общеизвестно, что задача испытания является обратной по отношению к задаче проектирования. При этом известные и искомые величины, как правило, меняются местами. Например, при расчете процессов обработки воздуха в аппаратах известны расход, параметры состояния воздуха и начальная температура воды, а определяют поверхность, расход воды и ее конечную температуру. При испытании известны расходы сред, начальные параметры воздуха и температура начальной воды, а находят конечное состояние воздуха и температуру конечной воды. Аналогично меняются местами известные и искомые величины в аэродинамических расчетах. Учитывая такую взаимосвязь, можно утверждать, что совершенствование методов проектирования и расчета процессов, выбора оборудования должно отражаться на методиках пуско-наладочных работ. При испытании могут применяться расчеты, часто заменяющие трудоемкие замеры (см. п. 9.2 и 9.3).

Другими признаками научно обоснованных методик испытаний являются применение при необходимости ЭВМ, использование информации смежных областей знаний и техники, сведение к минимуму систематических и случайных погрешностей замеров. Все это вместе взятое обеспечит научно обоснованное проведение наладочных работ.

9.2. Испытание и наладка поверхностных аппаратов систем

Целью испытания поверхностных аппаратов следует считать проверку возможности обеспечения заданного конечного состояния воздуха в расчетных условиях или расчетного коэффициента эффективности процесса (нагревания или охлаждения воздуха) $K_в$. Положительный результат испытания укажет на то, что последующий процесс «не сдвинется». Коэффициент эффективности процесса, используемый и при проектировании, является более точной и полной характеристикой процесса, чем коэффициент теплопередачи. Последний обычно относится к поверхности единичного теплообменника

и не учитывает, что в аппарате может быть несколько таких теплообменников, по-разному соединенных по воздуху и воде.

Причины испытания поверхностных аппаратов объясняются рядом особенностей их проектирования: распределенностью процесса тепло- и массообмена на большой поверхности, невозможностью учета начальной неравномерности температур и скоростей воздуха на входе в аппарат, трудностью учета разных обвязок теплообменников по воде, несоблюдением температурного графика теплоносителя по сравнению с принятым в проекте, отнесением коэффициента теплопередачи единичного теплообменника ко всему аппарату и др. К неточностям расчета добавляются монтажные отступления от проекта, поломка части оребрения, недостаточный контакт между оребрением и трубкой, загрязнение наружной поверхности, нарушение теплообмена из-за засорения трубок и скопления воздуха и др.

Таким образом, сложность и приближенность расчета процессов обработки воздуха в поверхностных аппаратах и различные монтажные и эксплуатационные факторы требуют испытания этого оборудования.

Расчетные условия для аппаратов систем должны приниматься с учетом изменения всех параметров и расхода воздуха ($t_н$, $d_н$, $t_к$, $d_к$, $G_в$) и воды ($t_{ш н}$). Комбинации этих величин разнообразны, особенно с учетом переменности расхода воздуха $G_в$ и изменения температуры воды $t_{ш н}$. Возможные расчетные режимы рассмотрены в работе [10]. Так как методика выбора расчетного режима в справочнике [14] не описывается, то в проекте возможны ошибки и специалист-наладчик должен предварительно проверить, правильно ли выбраны расчетные условия для данного аппарата. Наиболее характерные в этом отношении ошибки: выбор расчетного режима всегда при наружных расчетных параметрах (что справедливо не во всех случаях), выбор расчетного режима без учета изменения тепловой и влажностной нагрузок (расчет воздухонагревателя, например, нужно вести при $Q_{пом\ min}$ и $G_{вл\ min}$), неучет возможной переменности расхода приточного воздуха, изменяющегося при изменении нагрузки помещения, например тепловой.

Методика испытания поверхностных аппаратов основана на сравнении фактического коэффициента эффективности процесса $K_{в.\ факт}$ при фактическом расходе воздуха $G_{в\ расч.}$ с расчетным сочетанием этих величин ($K_{в.\ расч}$, $G_{в\ расч}$). Возможны два случая. Первый (положительный), когда фактический коэффициент эффективности $K_{р.\ факт}$ больше или равен расчетному $K_{в.\ расч}$. Такой результат означает, что во всем диапазоне сочетаний величин ($t_н$, $d_н$, $t_к$, $d_к$, $G_р$) при соблюдении температуры и расхода тепло-, хладоносителя заданные процессы в заданном аппарате будут обеспечены в любых, включая расчетные, условиях. Второй (отрицательный), когда фактический коэффициент эффективности меньше расчетного. Это значит, что в определенных, например расчетных, условиях заданный процесс и конечное состояние воздуха не будут обеспечены.

Важно отметить, что по этой методике испытания аппаратов можно проводить не при расчетных наружных параметрах, а при произволь-

ных температурах ($t_н$, $t_{ωн}$) сред и при расчетных расходах воздуха и воды. Для этого открывают арматуру в сети и обеспечивают расчетный расход воды. Процесс можно считать установившимся спустя время, равное трем постоянным времени аппарата (см. п. 3.3). При измерениях температур ($t_н$, $t_к$, $t_{ωн}$), по которым вычисляют $K_{в.\,факт} = (t_к - t_н)/(t_{ωн} - t_н)$, нужно учитывать неравномерность температур воздуха по сечению аппарата. Правильность усреднения температур воздуха до и после аппарата определяет объективное значение фактического коэффициента эффективности. Распределение температур по высоте может быть нелинейным и в этом случае среднеарифметическое отличается от истинного среднего. Если после аппарата нет других теплообменников, а установлен приточный вентилятор, то измерять конечное состояние можно за вентилятором.

Отрицательный результат испытания может быть объяснен такими причинами: заниженным по сравнению с расчетным расходом тепло-, хладоносителя, несоответствием установленной поверхности расчетной, нарушением теплообмена на части поверхности, несоблюдением принятого в расчете температурного графика теплоносителя. Увеличить коэффициент эффективности процесса можно закрытием воздушного клапана на байпасе, повышением температуры или расхода теплоносителя для хладоносителя — понижением его начальной температуры.

Анализ методики показывает, что она отличается от применяемой, в которой после замеров вычисляют коэффициент теплопередачи аппарата и сравнивают его со значением, найденным из справочника. Такой метод имеет ряд недостатков. В справочнике коэффициент теплопередачи отнесен не ко всему аппарату, а к единичному теплообменнику, поэтому сравнение этих величин не обосновано. Кроме того, точность производственных и лабораторных испытаний различна, поэтому результаты несравнимы.

Предлагаемая методика обосновывает цели испытания; измерения и их обработка отличаются простотой; в результате этого удается повысить точность испытаний и сократить их время.

Поясним методику испытания поверхностных аппаратов на примерах.

Пример 9.1. Проверить, правильны ли принятые в проекте системы расчетные условия для воздухонагревателя СКВ для Москвы при наружной расчетной температуре $t_{нар.\,расч.\,зимн} = -25$ °С; $t_к = 27$ °С; $t_{ω\,н.\,расч} = 130$ °С; $t_{ω\,н.\,min} = 70$ °С; $t_{нар.\,пер} = 3\,4$ °С; $a_2 = 2{,}1$.

Для анализа используем данные [10]. Сравним величину $t_к$ с комплексом $t_{ωн0}/(a_2 + 1) = (70 + 3{,}4 \cdot 2{,}1)/(2{,}1 + 1) = 24{,}8$ °С. Так как конечная температура нагреваемого воздуха $t_к = 27$ °С несколько выше, чем вычисленная из комплекса, расчетный коэффициент эффективности процесса нагревания будет несколько большим при наружной температуре, соответствующей перелому графика теплоносителя. Действительно, при $t_{нар.\,расч.\,зимн} = -25$ °С $K_в = (t_к - t_н)/(t_{ω\,н.\,расч} - t_н) = [27 - (-25)]/[130 - (-25)] = 0{,}336$. При температуре наружного воздуха $t_{нар.\,пер} = 3{,}4$ °С $K_в = (27 - 3{,}4)/(70 - 3{,}4) = 0{,}354$, поэтому при соблюдении температурного графика теплоносителя расчетные условия нужно определять при температуре наружного воздуха, равной $t_{нар.\,пер}$.

Пример 9.2. Определить по результатам испытания воздухонагревателя в условиях примера 9.1 ($t_{нар} = -5$ °С; $t_{ωн} = 97$ °С; $t_к = 26$ °С) будет ли обеспечен расчетный коэффициент эффективности процесса нагревания $K_{в.\,расч} = 0{,}354$.

Вычисляем по замеренным температурам воздуха и воды при их расчетных расходах фактический коэффициент эффективности: $K_{\text{в. факт}} = [26 - (-5)]/[97 - (-5)] = 0{,}304$. Сравнивая фактический коэффициент эффективности процесса с расчетным, делаем вывод, что воздухонагреватель не обеспечит требуемого нагревания воздуха с учетом изменения величин $t_{\text{нар}}$, $d_{\text{нар}}$, $t_{\text{ωн}}$.

9.3. Испытание и регулирование расходов воздуха в вентиляционных сетях систем кондиционирования воздуха и вентиляции

Системы постоянной производительности не имеют регулирующих органов для автоматического изменения расходов в отдельных частях системы, поэтому возможно только ручное регулирование сети для обеспечения требуемых расходов воздуха на всех участках. В системах переменного расхода имеются автоматизированные регулирующие органы, изменяющие расходы воздуха в отдельных частях системы и производительность вентиляторов. В таких системах регулирование расходов упрощается, так как это делает регулятор. При расчетных нагрузках регуляторы открывают клапаны и направляющие аппараты. Если заданный параметр в этом случае поддерживается, то в помещение подается требуемое количество воздуха.

Необходимость регулирования расходов в разветвленных вентиляционных сетях объясняется приближенностью аэродинамического расчета, монтажными отступлениями от проекта, работой вентиляторов в режиме, отличном от паспортного. Различают регулирование системы на проектные данные и на санитарно-гигиенический эффект.

Применяемый метод регулирования вкратце сводится к таким операциям: осмотру сети, ликвидации негерметичных соединений; полному открытию всех дроссельных регулирующих органов при заниженной производительности вентилятора; регулированию соотношений расходов в двух наиболее удаленных от вентилятора параллельных ответвлениях; постепенному выравниванию соотношений расходов в ответвлениях всей сети по мере приближения к вентилятору; установке требуемой производительности вентилятора.

При такой «технологии» регулирования расходов остается неясным, как однозначно определить положение дроссельного органа, при котором будет обеспечен требуемый расход воздуха на каждом из участков. Обычно поиск соотношения расходов ведут итерационным путем. В каждом ответвлении выставляют дроссельный орган в некоторое произвольное положение, измеряют расход, вычисляют его, сравнивают с требуемым, перемещают дроссельный орган в новое положение, снова измеряют, вычисляют и т. д. Применяемый метод оказывается весьма трудоемким и мало эффективным.

Теоретическая основа предлагаемой методики базируется на аналитическом решении задачи распределения расходов воздуха в разветвленных сетях на основе первоначальных замеров в сети. Расчетом можно определить положения дроссельных устройств, обеспечивающих требуемые расходы воздуха во всех ответвлениях. Все работы по данной методике разделены на три этапа. На первом произ-

водят предварительный замер аэродинамических характеристик сети и вентилятора при открытых дроссельных органах. На втором этапе расчетом определяют положение дросселей, на третьем — дроссели выставляют в расчетные положения и производят контрольные замеры расходов.

Возможности предлагаемой методики позволяют вести регулирование расходов в разветвленных вентиляционных сетях в различных случаях:

при произвольной конфигурации вентиляционной сети и любом числе ответвлений;

когда вентилятор работает «в характеристике» или наоборот;

когда характеристика вентилятора отличается от паспортной;

если сеть герметична или при негерметичной сети для равномерной или локальной негерметичности;

при установке любых видов дроссельных органов или при их отсутствии;

при наличии отверстий в боковых стенках воздуховода;

для сетей, запроектированных без расчета сечений и увязки сопротивлений; на участках, где из-за неправильного выбора сечения требуемый расход воздуха обеспечен быть не может, методика позволяет определить новое, увеличенное сечение.

Теория регулирования расходов в разветвленных сетях основывается на ряде понятий. Участком считают часть сети между тройниками или крестовинами, где расход одинаковый. Участки разделяют на ответвления, транзитные и магистральный участок, на последнем перемещается общий расход. Соотношение между расходом L воздуха на участке и его сопротивлением Δp как разностью полных давлений на границах участка в переходной области турбулентного режима выражается характеристикой S

$$S = \Delta p / L^2 = \left(\lambda l/d + \sum\zeta + \zeta_{\text{др}}\right) \rho_{\text{в}}/(2F^2), \qquad (9.1)$$

где λ — коэффициент гидравлического трения; l — длина; d — диаметр или эквивалентный диаметр; $\sum\zeta$ — сумма коэффициентов сопротивления на участке; $\zeta_{\text{др}}$ — коэффициент сопротивления дроссельного органа, установленного на участке; $\rho_{\text{в}}$ — плотность воздуха; F — сечение воздуховода.

При вычислении характеристики S в формулу (9.1) подставляют секундный расход, иначе численное значение S оказывается очень малым.

Для достижения требуемых расходов в сети достаточно иметь дроссельные клапаны в ответвлениях. Характеристика ответвлений меняется следующим образом:

$$\Delta S = S_{\text{тр}} - S_{\text{факт}} = (\zeta_{\text{др. тр}} - \zeta_{\text{др. факт}})\, \rho_{\text{в}}/(2F^2) \approx 0{,}6\, \Delta\zeta_{\text{др}}/F^2, \qquad (9.2)$$

где индексы обозначают тр — требуемый; факт — фактический.

Характеристики транзитных и магистрального участков неизменны, так как дроссельные органы на них не используются.

Расчетная номограмма для определения положения дроссельных органов построена на основе формулы (9.2); для нормализованных се-

чений воздуховодов приведена на рис. 9.1. Отсчет приращений $\Delta\zeta_{дг}$ и ΔS ведется от их нулевых значений, соответствующих полному открытию дроссельного органа. Отрицательная величина ΔS, полученная в расчете, показывает, что сечение воздуховода занижено и должно быть увеличено. Численное значение S меняется на шесть-семь порядков, т. е. в миллионы раз, поэтому для S применен логарифмический масштаб. Такой же масштаб применен и для шкалы ζ, так как коэффициент сопротивления меняется на три порядка.

Если дроссельный орган установлен на относительно стабилизированном потоке на расстоянии от предшествующей фасонной части хотя бы $l/d > 5$, положение дросселя однозначно определяет его коэффициент сопротивления, поэтому на номограмме рис. 9.1 введено семейство шкал для определения расчетного положения разных дроссельных устройств.

Последовательность операций предлагаемой методики такова. Сначала составляют схему налаживаемой системы. При этом обращают внимание на удаление (l/d) дроссельных органов от предшествующих фасонных частей. Если дроссельные органы в сети отсутствуют, то намечают места их установки. Измеряют расходы воздуха во всех ответвлениях, расходы и давления перед тройниками, полное давление на всасывании и нагнетании вентилятора и его производительность. Перед замерами все дроссельные органы сети должны быть открыты. Для оценки фактической характеристики вентилятора и сравнения ее с паспортной полное давление вентилятора измеряют при нескольких значениях производительности. По результатам замеров оценивают, работает ли вентилятор «в характеристике» или нет. По соответствию сумм измеренных расходов в ответвлениях расходам в узлах и производительности вентилятора делают вывод о герметичности сети. Возможный дисбаланс связан с утечками или подсосами, которые распределяются по сети равномерно или сосредоточенно. При возможности устраняют утечки и подсосы, герметизируя сеть.

Таблица для расчета (табл. 9.1) позволяет систематизированно вести запись всех замеренных и вычисленных величин, в результате чего расчетом определяют положение дроссельного органа.

В строку 1 таблицы вписывают сечения всех ответвлений; если оно переменно, то его принимают по месту установки дроссельного органа. В строках 2 и 3 записывают фактические значения секундного расхода и сопротивления ответвлений, транзитных участков и магистрали. Сопротивление ответвления равно полному давлению перед ним. Сопротивление транзитного участка равно разности полных давлений на его границах. Сопротивление магистрального участка определяется как полное давление вентилятора за вычетом полного давления перед ближайшим к вентилятору ответвлением и давления в точке смешения наружного и рециркуляционного воздуха. Строка 4 заполняется путем вычисления фактической характеристики ответвлений $S_{факт}$ как отношение сопротивления $\Delta p_{факт}$ к квадрату расхода $L_{факт}$. В строку 5 записывают требуемые расходы воздуха на всех участках, а в строку 6 — пересчитанные с фактического на

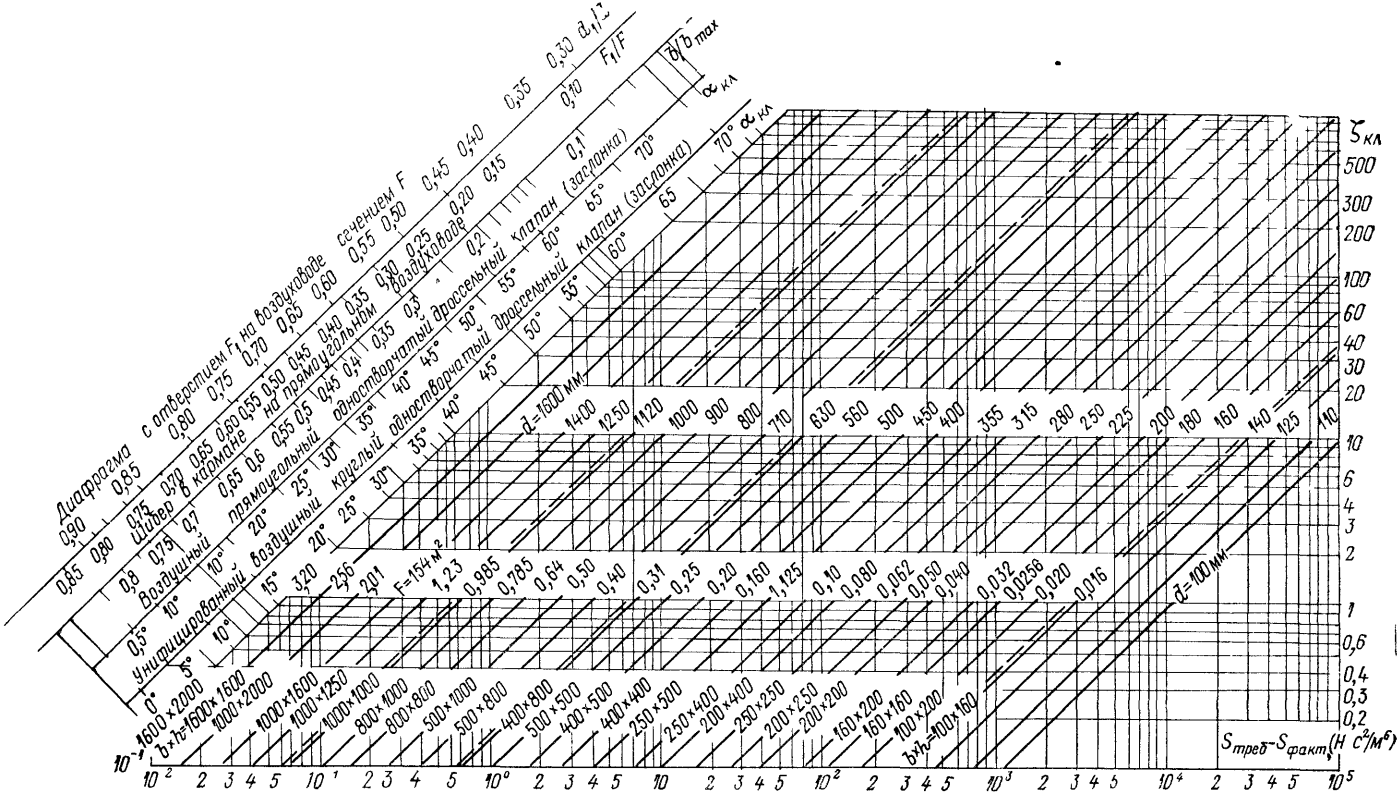


Рис 9 1 Номограмма для определения положения дроссельных органов разных типов в зависимости от величины $S_{тр}-S_{факт}$ диаметра d, размеров сторон $b\times h$ или сечения F воздуховода

Таблица 9.1

Расчет режима регулирования вентиляционной сети (к примеру 9.3)

№ пп.	Величина	Ответвления			Транзитные участки	
		2	4	5	1	3
1	d (или $b \times h$), мм; F, м^2	630	630	630	Не заполняется	
2	$L_{факт}$, м^3/с	1,4	1,8	1,5	4,9	3,3
3	$\Delta p_{факт}$, Па	270	150	150	360	120
4	$S_{факт}$, Па·с^2/м^6	138	46,3	66,7	Не вычисляется	
5	$L_{тр}$, м^3/с	1,2	1,1	1,3	3,6	2,4
6	$\Delta p_{гр}$, Па	Не вычисляется			194	63,5
7	$S_{гр}$, Па·с^2/м^6	302	308	221		
8	$S_{тр} - S_{факт}$, Па·с^2/м^6	164	242	154		
9	Положение дроссельного органа, ... °	45	52	45		
10	Замеренный расход $L_{замер}$, м^3/с	1,2	1,1	1,3	Не заполняется	
11	Невязка $(L_{замер} - L_{гр})/L_{тр}$, %	0	0	0		
12	Расход после подрегулирования	1,2	1,1	1,3		

требуемый расход воздуха сопротивления транзитных и магистрального участков. Эти участки являются нерегулируемыми, их характеристика S неизменна и сопротивление пересчитывают по формуле

$$\Delta p_{тр} = \Delta p_{факт} (L_{тр}/L_{факт})^2. \qquad (9.3)$$

После этого определяют $S_{тр}$ для каждого из ответвлений при требуемом расходе и записывают в строку 7. Вычисления производят по формуле

$$S_{тр.\ отв\ i} = (p_{вент.\ тр} - \sum \Delta p_{тр})/L^2_{тр\ отв\ i}, \qquad (9.4)$$

где $p_{вент.\ тр}$ — полное давление вентилятора при требуемом расходе; $\sum \Delta p_{тр}$ — сумма сопротивлений магистрали и транзитных участков (строка 6) до того ответвления, для которого вычисляют характеристику; $L_{тр.\ отв\ i}$ — требуемый расход воздуха в i-м ответвлении.

После вычисления требуемых характеристик всех ответвлений вычисляют разность $\Delta S = S_{тр} - S_{факт}$ и записывают ее в строку 8. Обычно эта разность положительна. По разности ΔS, сечению воздуховода F (диаметру d или размерам строк $b \times h$) и типу установленного дроссельного органа с помощью номограммы рис. 9.1 определяют расчетное положение дроссельного органа и записывают его в строку 9. Если же разность ΔS отрицательна, то данное ответвление не «пропустит» требуемого расхода и нужно изменить (увеличить) сечение. Дроссельные органы устанавливают в требуемые положения, производят контрольные замеры расходов во всех ответвлениях или выборочно. Результаты записывают в строку 10, а невязку (по-

грешность) — в строку 11. Если требуется дополнительное подрегулирование, то его результат записывают в строку 12.

Специальные случаи регулирования расходов в сетях связаны с заниженным сечением ответвлений, негерметичностью сети, наличием отверстий в боковых стенках воздуховодов.

Для обеспечения требуемого расхода воздуха при отрицательной разности $S_{тр} - S_{факт}$ нужно увеличить сечение ответвления. В первом приближении отношение сечений можно полагать обратно пропорциональным квадратному корню из отношения характеристик. Дроссельный орган не следует устанавливать вблизи от предшествующей фасонной части и, кроме того, его нельзя приближать к приточному воздухораспределительному устройству. Наименьшее возмущение в поток вносит дроссельный орган в виде сетки, размещаемой между фланцами.

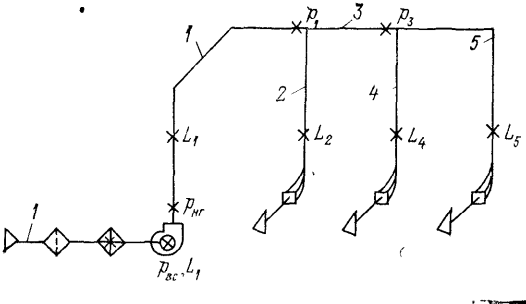


Рис. 9.2. Схема регулируемой вентиляционной сети с указанием участков и мест измерения расходов и давлений (к примеру 9.3)

Для негерметичной сети рассматривают два характерных случая. Первый, когда утечка (или подсос) воздуха происходит в основном в одном месте и негерметичность устранить не удается. В этом случае в схему сети вводится еще одно условное ответвление с расходом, равным утечке, и сопротивлением, равным полному давлению воздуха перед местом утечки. Этот условный участок на схеме можно изображать штриховой линией, характеристика участка неизменна. При заполнении таблицы учитывают это ответвление.

Второй случай, когда сеть равномерно негерметична. При этом за расход воздуха на участке можно приближенно принять средний из расходов воздуха в начале и конце участка. В остальном последовательность расчета положений дроссельных органов сохраняется.

Если дроссельные органы установлены непосредственно за фасонной частью, то их аэродинамические характеристики значительно меняются в силу изменения эпюры скоростей набегающего на клапан потока. В этом случае для оценки изменения коэффициента сопротивления клапана полезно использовать данные Л. В. Павлухина (ВНИИ Охраны труда). Сеть с боковыми отверстиями в стенках воздуховода регулируется по методике, изложенной в литературе.

Поясним методику регулирования расходов вентиляционной сети несложным примером.

Пример 9.3. Определить расчетом положения дроссельных клапанов для сети, изображенной на рис. 9.2 с тем, чтобы требуемые расходы в ответвлениях составляли: $L_{2тр} = 1{,}2$ м³/с; $L_{4тр} = 1{,}1$ м³/с; $L_{5тр} = 1{,}3$ м³/с.

Первоначально все дроссельные клапаны в сети переводятся в положение полного открытия. После этого измеряют расходы в ответвлениях и производительность вентилятора: $L_{2факт} = 1{,}4$ м³/с; $L_{4\,факт} = 1{,}8$ м³/с; $L_{5\,факт} = 1{,}5$ м³/с;

$L_{\text{вент. факт}} = 4{,}9$ м³/с. При небольшой невязке суммы расходов в ответвлениях и производительности вентилятора (5 %) утечками воздуха в сети можно пренебречь. Замеряют давления перед тройниками и полное давление вентилятора: $p_{3\text{факт}} = 150$ Па; $p_{1\text{ факт}} = 270$ Па; $p_{\text{вент. факт}} = p_{\text{полн. вс}} + p_{\text{полн. нг}} = 630$ Па — это значение при изменении производительности от фактической до требуемой практически неизменно. Места замеров и номера участков показаны на схеме рис. 9.2. Диаметры ответвлений замеряют, они одинаковы и равны 630 мм.

После выполнения необходимых замеров заполняют табл. 9.1. Записывают диаметры ответвлений, фактически замеренные расходы и сопротивления каждого из участков. На участке *3* расход равен сумме расходов в ответвлениях *4* и *5*, а сопротивление равно разности полных давлений $p_{1\text{ факт}} - p_{3\text{ факт}}$. Магистральный участок в системе без рециркуляции начинается в атмосфере и заканчивается перед ближайшим от вентилятора ответвлением (*2*). Сопротивление этого участка равно полному давлению вентилятора за вычетом давления перед ответвлением *2*. Делением сопротивления каждого ответвления на квадрат расхода в нем определяют фактическую характеристику ответвлений. После этого записывают требуемые расходы на всех участках. Сопротивления магистрального и транзитного участков пересчитывают по формуле (9.3), а требуемую характеристику ответвлений вычисляют по формуле (9.4) и записывают в строку *7*. По разности требуемой и фактической характеристик каждого из ответвлений (строка 8) и известному диаметру ответвления определяют положение створки дроссельных клапанов в каждом из ответвлений.

После этих расчетов створки дроссельных клапанов нужно поставить в вычисленные положения и сделать контрольные замеры расходов воздуха в ответвлениях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Автоматизация,** управление и силовое электрооборудование приточных вентиляционных камер типа 1ПК10—1ПК150. Типовые проектные решения. М.: ГПИ «Сантехпроект», 1981. 47 с. (Сер. 904-02-4).

2. **Автоматическое** управление и силовое электрооборудование центральных кондиционеров КД-10А и КД-20А. Киевский филиал ЦИТП, 1981. 20 с. (Сер. 904-02-2).

3. **Автоматическое** управление и силовое электрооборудование центральных кондиционеров КТЦ-31.5—КТЦ-80. Киевский филиал ЦИТП, 1981. 45 с. (Сер. 904-02-6).

4. **Автоматическое** управление и силовое электрооборудование центральных кондиционеров КТЦ-125 — КТЦ-250. Киевский филиал ЦИТП, 1982. 40 с. (Сер. 904-02-13).

5. **Автоматизация** систем кондиционирования воздуха. Типовые проектные решения. М.: ЦНИИЭП инженерного оборудования, 1978. 54 с. (Сер. 1.290-2).

6. **Анализ** работы узла регулирования температуры «точки росы» при регулировании изменением отношения расходов наружного и рециркуляционного воздуха/И. И. Логвинский. — В кн.: Наладка и проектирование систем промышленной вентиляции и кондиционирования воздуха. М.: Проектпромвентиляция, 1976, с. 48—57.

7. **Анапольская Л. Е., Гандин Л. С.** Метеорологические факторы теплового режима зданий. Л.: Гидрометеоиздат, 1973, с. 231—232.

8. **Архипов Г. В., Архипов В. Г.** Автоматизированные установки кондиционирования воздуха. М.: Энергия, 1975. 200 с.

9. **Воздуховод** как звено системы регулирования установок кондиционирования воздуха/И. И. Зингерман, З. М. Крастошевский, А. С. Евтушенко. — В кн.: Очистка промышленных выбросов и вопросы воздухораспределения. Л.: ВНИИОТ, 1969, с. 75—84.

10. **Выбор** расчетных условий и управление воздухонагревателями центральных систем кондиционирования воздуха и вентиляции с переменным расходом воздуха/А. Г. Сотников. — Водоснабжение и санитарная техника, 1981, № 12, с. 16—18.

11. **Давыдов Ю. С., Нефелов С. В.** Техника автоматического регулирования в системах вентиляции и кондиционирования воздуха. М.: Стройиздат, 1977. 214 с.

12. **Зоны** условий производственного микроклимата в теплый период года и их практическое использование в инженерных расчетах/Л. В. Павлухин, В. Н. Тетеревников. — Водоснабжение и санитарная техника, 1978, № 6, с. 21—25.

13. **Клюев А. С. и др.** Наладка автоматических систем и устройств управления технологическими процессами: Справочное пособие. М.: Энергия, 1977. 356 с.

14. **Кондиционеры.** Каталог-справочник. М.: ЦНИИТЭстроймаш., 1981. 313 с.

15. **Креслинь А. Я.** Автоматическое регулирование систем кондиционирования воздуха. М.: Стройиздат, 1972. 96 с.

16. **Левонтин Л. И.** Автоматизация систем искусственного климата. Москва—Киев: Машгиз, 1962. 156 с.

17. **Лернер И. И.** Испытание и наладка систем автоматического регулирования установок кондиционирования воздуха и вентиляции. М.: Машиностроение, 1969. 105 с.

18. **Меклер В. Я., Раввин Л. С.** Основы автоматизации санитарно-технических устройств. М.: Стройиздат, 1974. 232 с.

19. **Оснащение** систем вентиляции приборами автоматики и блокировки на основе опыта наладки и эксплуатации./В. С. Туболкин. — В кн.: Кондиционирование воздуха в промышленных и общественных зданиях. М.: Стройиздат, 1968. 277 с.

20. **Определение** технологических составляющих тепловой нагрузки объектов кондиционирования/А. Г. Сотников, З. Ш. Эльяшов. — Холодильная техника, 1981, № 8, с. 29—33.

21. **Пехович А. И., Жидких В. М.** Расчеты теплового режима твердых тел. Л.: Энергия, 1976. 352 с.

22. **Промывная** камера как звено системы регулирования установок кондиционирования воздуха/А. В. Степанов, И. В. Зингерман. — В кн.: Кондиционирование воздуха промышленных и общественных зданий. Ташкент, ГИПРОНИИполиграф, 1970, с. 230—235.

23. **Простой** метод расчета динамических свойств объектов регулирования/ М. Шаламон. — В кн.: Автоматизация химических производств. М.: Химия. 1960, вып. 1, 2, с. 74.

24. **Регулирование** параметров воздуха на рабочих местах при интенсивном тепловом облучении/А. Г. Сотников, З. Ш. Эльяшов. — Водоснабжение и санитарная техника, 1983, № 3, с. 10—11.

25. **Рымкевич А. А.** Математическая (термодинамическая) модель систем кондиционирования воздуха. Учебное пособие. Л.: ЛТИХП, 1979. 89 с.

26. **Рымкевич А. А.** Принципы системного подхода к оценке и выбору основных элементов систем кондиционирования воздуха. Конспект лекций. Л.: ЛТИХП, 1980. 56 с.

27. **Рымкевич А. А.** Основы метода оценки и выбора оптимальных решений систем кондиционирования воздуха. Учебное пособие. Л.: ЛТИХП, 1981. 79 с.

28. **Рымкевич А. А., Халамейзер М. Б.** Управление системами кондиционирования воздуха. М.: Машиностроение, 1977. 278 с.

29. **Систематизация** автоматизированных схем обработки воздуха в центральных кондиционерах/А. С. Евтушенко, И. И. Зингерман, З. М. Красношевский. — В кн.: Повышение эффективности и качества оборудования и систем кондиционирования воздуха промышленных зданий. Л.: ЛДНТП, 1978, с. 71—75.

30. **Сорбция** и десорбция влаги коллоидными капиллярно-пористыми телами в кондиционируемом воздухе промышленных предприятий/Б. Н. Юрманов. — В кн.: Исследования в области отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Л.: ЛИСИ, 1977, № 2, с. 83—91.

31. **Сотников А. Г.** Системы кондиционирования с количественным регулированием. Л.: Стройиздат, 1976. 176 с.

32. **Сотников А. Г.** Системы кондиционирования и вентиляции с переменным расходом воздуха. Л.: Стройиздат, 1982. 187 с.

33. **Справочные** материалы по расчету типовых систем автоматического регулирования технологических процессов. Выбор регулятора и расчет настроек. М.: ИАТ АН СССР, 1964. 120 с.

34. **Справочник** проектировщика. Вентиляция и кондиционирование воздуха/Под ред. И. Г. Староверова. М.: Стройиздат, 1978. 509 с.

35. **Установки** кондиционирования воздуха для создания динамического температурного режима в помещении/В. И. Лысев, А. Г. Сотников. — Холодильная техника, 1980, № 6, с. 27—30.

36. **Халамейзер М. Б.** Автоматические установки искусственного климата. М.: Машиностроение, 1969. 310 с.

37. **Экспериментальное** определение параметров объектов регулирования установок кондиционирования воздуха и вентиляции/И. И. Лернер. — В кн.: Технические испытания и наладка систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Л.: ЛДНТП, 1980, с. 62—68.

38. **Юрманов Б. Н.** Автоматизация систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Л.: Стройиздат, 1976. 213 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

Глава 1. **Основные сведения об автоматизированных системах кондиционирования воздуха и вентиляции** 7

1.1. Основные факторы, определяющие решения систем кондиционирования и вентиляции и систем управления . . . . . —
1.2. Основная терминология техники автоматического управления 10
1.3. Условные обозначения элементов систем автоматизации 14
1.4. Современные требования к системе автоматизации на основе общих принципов оптимизации 16
1.5. Влияние решений по автоматизации на показатели систем . . . 19
1.6. Требования, предъявляемые к системе при условии ее автоматизации 27
1.7. Основные разновидности систем регулирования систем кондиционирования и вентиляции 28

Глава 2. **Исходные данные для автоматизации систем кондиционирования воздуха и вентиляции** 37

2.1. Параметры воздушной среды в помещении 38
2.2. Методы оценки отклонений параметров в объектах кондиционирования и вентиляции 40
2.3. Гигиенические основы определения допустимых отклонений параметров в помещении 43
2.4. Технологические основы определения допустимых отклонений параметров в помещении 45
2.5. Методы анализа нагрузок кондиционируемых и вентилируемых помещений 50
2.6. Закономерности изменения (распределения) составляющих тепловой, влажностной и газовой нагрузок помещения 53
2.7. Исходная климатологическая информация 58
2.8. Обобщение исходных данных в классы и технологические схемы систем кондиционирования и вентиляции 69
2.9. Общие принципы проектирования систем и выбора оборудования 71

Глава 3. **Статические и динамические характеристики элементов (звеньев) систем кондиционирования воздуха и вентиляции** 76

3.1. О необходимости изучения статических и динамических характеристик элементов (звеньев) систем кондиционирования и вентиляции 77
3.2. Основные понятия и определения характеристик звеньев . . . 78
3.3. Поверхностные тепломассообменные аппараты (воздухонагреватели и воздухоохладители) 84
3.4. Контактные тепломассообменные аппараты (оросительные камеры) 90
3.5. Кондиционируемое (вентилируемое) помещение 94

3.6. Вентиляционные воздуховоды и трубопроводы 98
3.7. Подземные воздухозаборные каналы 101
3.8. Смесительные камеры 106
3.9. Первичные преобразователи (датчики) температуры 107
3.10. Регулирующие органы (воздушные и водяные клапаны) . . . —

Глава 4. **Методология и примеры использования данных о характеристиках звеньев для решения задач вентиляции, кондиционирования и автоматизации систем** 108
4.1. Синтез звеньев объекта регулирования 109
4.2. Экспериментальное определение характеристик объекта регулирования 110
4.3. Снижение порядка системы дифференциальных уравнений, описывающих объект регулирования 111
4.4. Определение колебаний параметров в системе с двухпозиционным регулятором 113
4.5. Выбор типа переходного процесса с учетом характеристик объекта кондиционирования . . . . . —
4.6. Определение перерасходов электроэнергии и теплоты в неуправляемых аппаратах систем 114
4.7. Определение граничных параметров наружного климата на входе в систему с протяженным подземным каналом 116
4.8. Определение плотности распределения температуры и влагосодержания воздуха на входе в систему с протяженным подземным каналом 117
4.9. Методика нормирования наружных расчетных параметров для систем кондиционирования воздуха и вентиляции 120
4.10. Методика определения расчетного значения тепловой нагрузки помещения на основе учета его статических и динамических характеристик 126
4.11. Методика определения производительности системы, создающей динамический температурный режим в помещении 129
4.12. Аналитическое определение времени предвключения системы 131

Глава 5. **Управление аппаратами, нагнетателями и объектами систем кондиционирования воздуха и вентиляции** 132
5.1. Методы стабилизации параметров состояния и состава воздушной среды помещений . . . . . —
5.2. Методы управления поверхностными аппаратами 138
5.3. Методы управления контактными аппаратами 145
5.4. Методы управления нагнетателями (вентиляторами и насосами) 148

Глава 6. **Регулирующие органы (клапаны) систем кондиционирования воздуха и вентиляции** 151
6.1. Классификация, характеристики и выбор воздушных клапанов 152
6.2. Регулировочные характеристики синхронизируемых воздушных клапанов и направляющих аппаратов 161
6.3. Технические характеристики и выбор водяных клапанов 167

Глава 7. **Функциональные схемы автоматического регулирования систем кондиционирования воздуха и вентиляции** 174
7.1. Анализ применяемых типовых решений схем автоматического регулирования центральных систем кондиционирования и вентиляции . . . . . —
7.2. Алгоритм оптимального управления системой для общего случая исходных данных 179
7.3. Рекомендуемая последовательность составления функциональной схемы автоматического регулирования для более частных случаев 182

7.4. Примеры составления функциональных схем автоматического регулирования систем кондиционирования и вентиляции 185
7.5. Особенности режимов работы и схем регулирования автономных кондиционеров 195

Глава 8. **Функциональные схемы контроля, защиты, блокировки и диспетчеризации систем кондиционирования воздуха и вентиляции** 198
8.1. Функциональные схемы контроля параметров в системах кондиционирования и вентиляции . . . . . —
8.2. Схемы блокировки, защиты оборудования и сигнализации в системах кондиционирования и вентиляции 203
8.3. Операторское управление (диспетчеризация) систем кондиционирования и вентиляции 209
8.4. Основные сведения о приборах контроля и регулирования параметров воздуха в системах кондиционирования и вентиляции 214
8.5. Методы определения настроек типовых регуляторов 219

Глава 9. **Современные методы испытания и наладки основных элементов автоматизированных систем кондиционирования воздуха и вентиляции** 224
9.1. Научные основы технических испытаний и наладки автоматизированных систем кондиционирования воздуха и вентиляции 225
9.2. Испытание и наладка поверхностных аппаратов систем 226
9.3. Испытание и регулирование расходов воздуха в вентиляционных сетях систем кондиционирования воздуха и вентиляции 229

Список литературы 236

Анатолий Геннадиевич СОТНИКОВ

АВТОМАТИЗАЦИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ВЕНТИЛЯЦИИ

Редактор *Р. Н. Михеева*
Художественный редактор *С. С. Венедиктов*
Технические редакторы: *И. В. Буздалева, Т. П. Малашкина*
Корректор *И. Г. Иванова*
Переплет художника *В. А. Тюлюкина*

ИБ № 3657

Сдано в набор 03.01.84. Подписано в печать 11.07.84. М-20963.
Формат 60 × 90¹/₁₆. Бумага типографская № 1.
Гарнитура литературиая. Печать высокая.
Усл. печ. л. 15,0. Усл. кр.-отт. 15,19. Уч.-изд. л. 17,90.
Тираж 4325 экз. Заказ 11. Цена 1 р. 10 к.

Ленинградское отделение ордена Трудового Красного Знамени
издательства «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10

Ленинградская типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени
Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой
Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли,
193144, Ленинград, ул. Моисеенко, 10