ВЕСТНИК



научный журнал

ВЕСТНИК 1-3 (100) *МАГИСТРАТУРЫ* 2020

Научный журнал

издается с сентября 2011 года

Учредитель:

ООО «Коллоквиум»

Полное или частичное воспроизведение материалов, содержащихся в настоящем издании, допускается только с письменного разрешения редакции.

Адрес редакции:

424002, Россия, Республика Марий Эл, г. Йошкар-Ола, ул. Первомайская, 136 «А». тел. 8 (8362) 65 – 44-01. е-таіl: magisterjourn@gmail.com. http://www.magisterjournal.ru. Редактор: Е. А. Мурзина Дизайн обложки: Студия PROekT Перевод на английский язык Е. А. Мурзина

Распространяется бесплатно. Дата выхода: 15.01.2020.

ООО «Коллоквиум» 424002, Россия, Республика Марий Эл, г. Йошкар-Ола, ул. Первомайская, 136 «А».

Главный редактор Е. А. Мурзина

Редакционная коллегия:

- Е. А. Мурзина, канд. экон. наук, доцент (главный редактор).
- А. В. Бурков, д-р. экон. наук, доцент (г. Йошкар-Ола).
- В. В. Носов, д-р. экон. наук. профессор (г. Москва)
- В. А. Карачинов, д-р. техн. наук, профессор (г. Великий Новгород)
- Н. М. Насыбуллина, д-р. фарм. наук, профессор (г. Казань)
- Р. В. Бисалиев, д-р. мед. наук, доцент (г. Астрахань)
- В. С. Макеева, д-р. педаг. наук, профессор (г. Орел)
- Н. Н. Сентябрев, д-р. биолог. наук, профессор (г. Волгоград)
- Н.С. Ежкова, д-р. педаг. наук, профессор (г. Тула)
- И. В. Корнилова, д-р. истор. наук, доцент (г. Елабуга)
- А. А. Чубур, канд. истор наук, профессор (г. Брянск).
- М. Г. Церцвадзе, канд. филол. наук, профессор (г. Кутаиси).
- Н. В. Мирошниченко, канд. экон. наук, доцент (г.Саратов)
- Н. В. Бекузарова, канд. педаг. наук, доцент (г. Красноярск)
- К. В. Бугаев, канд. юрид. наук, доцент (г. Омск)
- Ю. С. Гайдученко, канд. ветеринарных. наук (г. Омск)
- А. В. Марьина, канд. экон. наук, доцент (г. Уфа)
- М. Б. Удалов, канд. биолог.наук, науч.сотр. (г. Уфа)
- Л. А. Ильина, канд. экон. наук. (г. Самара)
- А. Г. Пастухов, канд. филол. наук, доцент, (г.Орел)
- А. А. Рыбанов, канд. техн. наук, доцент (г. Волжский)
- В. Ю. Сапьянов, канд. техн. наук, доцент (г. Саратов)
- О. В. Раецкая, канд. педаг. наук, преподаватель(г. Сызрань)
- А. И. Мосалёв, канд. экон. наук, доцент (г. Муром)
- С. Ю. Бузоверов, канд. с-хоз. наук, доцент (г. Барнаул)

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

3 А.М. Машков

Тепловлажностный режим помещений с VRF системами кондиционирования

9 Е.Г. Машкова

Необходимое количество воздуха для комфортного микроклимата

16 Н.А. Михайлова

Нормирование микроклимата

23 А.С. Николаев

Система кондиционирования воздуха в автомобиле

26 К.Е. Новикова

Микроклимат – основное потребительское качество здания

30 М.С. Новожилова

Актуальное состояние отопления и его проблемы

32 О.В. Пенькова

Оптимизация газовых сетей

35 Ю.А. Пигарина

Сравнение систем кондиционирования воздуха

40 Н.А. Смирнов

Микроклимат, комфорт и качество воздуха

47 Е.Д. Дыновская

Процессы обработки воздуха в системах кондиционирования воздуха

53 *А.П. Кретов*

Альтернативные системы кондиционирования воздуха

63 Ю.А. Михайлова

Применение теплонасосной установки для теплоснабжения жилых зданий

72 С.Г. Мишин

Безопасная эксплуатация сетей газоснабжения

75 Ю.А. Рыбакова

Концентрация углекислого газа как критерий эффективности вентиляции

80 В.В. Мясоедов

Влияние микроклимата на производительность труда рабочих в РМЦ

83 В.А. Пинчук

Система поддержания микроклимата в серверном помещении

88 С.М. Плахотник

Сравнение систем теплоснабжения децентрализованного типа

92 Т.М. Плахотник

Состояние и перспективы развития газового комплекса России

98 В.Г. Попов

Эффективное кондиционирование производственных помещений с повышенной тепловой нагрузкой

102 А.С. Попова

Влияние остекления зданий на микроклимат и энергоэффективность

105 М.В. Еремина

Система вентиляции в индивидуальном доме

108 А.М. Ильюшенко

Система отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, основанная на использовании природно-климатических факторов

112 *М.Р. Комарова*

Системы газоснабжения в промышленности

122 М.В. Комиссарова

Основы организации строительства систем вентиляции

127 В.В. Кондратьев

Выбор рабочего вещества холодильных установок систем кондиционирования воздуха

134 С.В. Пудикова

Кондиционирование воздушных судов – актуальная ситуация

140 *Е.Ю. Матюнина*

Пути повышения энергоэффективности систем вентиляции

143 Информация для авторов

Т Е Х Н И Ч Е С К И Е

УДК 62

А.М. Машков

ТЕПЛОВЛАЖНОСТНЫЙ РЕЖИМ ПОМЕЩЕНИЙ С VRF СИСТЕМАМИ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

Процессы кондиционирования помещений с помощью VRF систем можно подразделить на две группы: процессы обработки воздуха с использованием холода (охлаждение, осушка) и процессы обработки воздуха с использованием тепла (обогрев). Если процесс обогрева внутреннего воздуха с помощью местного кондиционера (внутреннего блока) VRF систем не вызывает сложностей при расчете тепловлажностного режима кондиционируемых помещений, то процессы обработки воздуха, связанные с использованием холода, не всегда однозначны.

Ключевые слова: VRF, кондиционирование, обработка воздуха, тепловлажностный режим.

Процессы кондиционирования помещений с помощью VRF систем можно подразделить на две группы: процессы обработки воздуха с использованием холода (охлаждение, осушка) и процессы обработки воздуха с использованием тепла (обогрев). Если процесс обогрева внутреннего воздуха с помощью местного кондиционера (внутреннего блока) VRF систем не вызывает сложностей при расчете тепловлажностного режима кондиционируемых помещений, то процессы обработки воздуха, связанные с использованием холода, не всегда однозначны. Наиболее удобный и наглядный метод расчета и изображения процессов обработки внутреннего воздуха основан на использовании i-d (энтальпия – влагосодержание) диаграммы влажного воздуха. Однако существует мнение, что изображать процесс охлаждения внутреннего воздуха местным кондиционером на i-d диаграмме не совсем правомочно по следующим причинам [1]:

1. Внутренний блок поддерживает в помещении только температуру внутреннего воздуха. Влажность воздуха неизвестна и может изменяться, т.к. зависит не только от характеристик кондиционера, но и от характеристик помещения.

Научный руководитель: *Мельников Владимир Михайлович* – кандидат технических наук, доцент, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

[©] Машков А.М., 2020.

- 2. При релейном управлении охлаждением полупериоды включения выключения компрессора вовсе не равны. Из-за неравенства полупериодов среднее за цикл значение температуры в помещении переменно
- 3. Процесс охлаждения в испарителе протекает и направлен в зависимости от начального состояния входящего воздуха, текущей холодопроизводительности внутреннего блока.
- 4. Процесс осушения воздуха, побочный при стабилизации температуры воздуха, оказывает влияние как возмущение на контур стабилизации влажности.

Не опровергая вышеприведенных утверждений, попытаемся определить с помощью i-d диаграммы комплекс возможных значений параметров внутреннего воздуха помещений при кондиционировании местными кондиционерами в режиме охлаждения. Для этого построим область оптимальных значений внутреннего воздуха помещений (рис. 1).

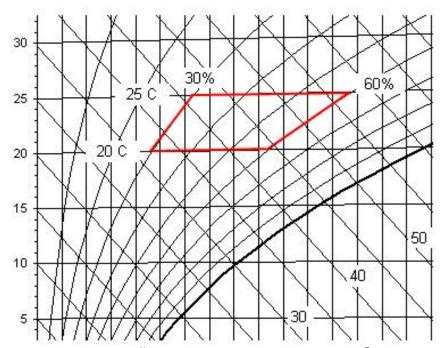


Рис. 1. Область оптимальных значений параметров внутреннего воздуха, изображенная на i-d диаграмме

Область ограничена линиями относительной влажности 30-60 % и температуры 20-25 °C. Системы комфортного кондиционирования, к которым без сомнения принадлежат VRF системы, должны поддерживать параметры внутреннего воздуха в пределах данной области.

Если значения требуемой температуры внутреннего воздуха можно задавать и поддерживать с помощью внутреннего блока местного кондиционера, то значения относительной влажности нельзя задавать и поддерживать с помощью систем данного класса, хотя в процессе охлаждения воздуха будет происходить его осушение. С другой стороны, количество поступающей влаги в помещения от людей, с приточным воздухом и т.д. будет постоянно изменяться. Поэтому значение относительной влажности, которая установится в помещении, будет зависеть как от характеристик кондиционера, так и от характеристик помещения. Что бы определить фактическое значение относительной влажности помещения с местным кондиционированием, рассмотрим процесс охлаждения воздуха подробно.

Идеальный, а точнее квазистационарный процесс охлаждения воздуха можно изобразить на i-d диаграмме следующим образом (рис. 2).

Охлаждение воздуха приводит сначала к понижению его температуры без изменения влагосодержания (процесс 1-2) до линии относительной влажности 100 %. Затем из воздуха выделяется конденсат, влагосодержание воздуха уменьшается по линии 100 % влажности (процесс 2-3) до температуры теплообменной поверхности (кипения фреона). Но это идеальный процесс, который должен происходить либо бесконечно долго, либо с бесконечно малыми объемами воздуха. Фактически, движение воздуха во внутреннем блоке неравномерное и турбулентное, благодаря чему элементарный объем воздуха, находящийся возле теплообменной поверхности, пройдя процесс 1-2-3, смешивается с воздухом, находящимся далеко от теплообменной поверхности. Процесс смешивания проходит по линии 1-3 и 1а - точка смеси. Затем снова малая часть смешанного воздуха охлаждается по линии 1а-2а-3. Таким образом, процесс охлаждения

воздуха в местном кондиционере проходит по линии смешивания 1-3, направленной от точки параметров внутреннего воздуха (1) на входе во внутренний блок до точки пересечения температуры кипения фреона с линией 100 % влажности (3). Очень часто эту прямую используют для построения процессов охлаждения воздуха. Однако и данный процесс отличается от реального процесса охлаждения в нутреннего воздуха в местном кондиционере. Но, несмотря на некоторую идеализированность, область 1-2-3 дает 100 % охват всех возможных процессов охлаждения и осушения воздуха, происходящих в любом местном кондиционере.

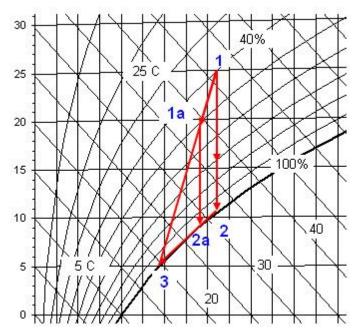


Рис. 2. Идеальный процесс охлаждения воздуха (i-d диаграмма)

На процесс охлаждения по линии 1-3 влияют следующие факторы. При охлаждении воздуха внутренним блоком только часть поверхности кондиционера имеет температуру кипения фреона +5 °C (теплообменник). Внутренняя поверхность корпуса кондиционера и дренажный поддон имеют температуру циркулирующего воздуха. К тому же при частичной загрузке внутреннего блока не весь теплообменник имеет температуру кипения фреона. Поэтому некоторая часть конденсата снова испаряется по адиабате и сдвигает процесс охлаждения вправо (рис. 3, процесс 1а-1б).

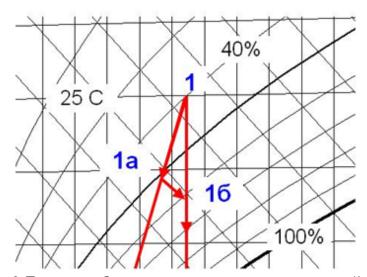


Рис. 3. Процесс адиабатного увлажнения и охлаждения воздуха (1а-1б)

Другим фактором, влияющим на процесс охлаждения, является турбулентность потока внутреннего

воздуха. Этот фактор приводит к тому, что не все элементарные частицы успевают охлаждаться до температуры теплообменника. Поэтому процесс смешения происходит не только между точками 1-3, но и по линиям 1-2, 1-2a, 1-26, 1-2в и т.д. (рис. 4).

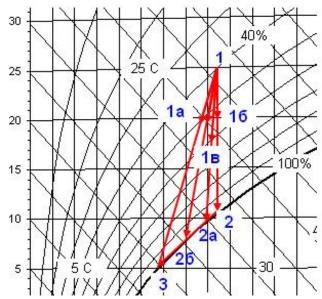


Рис. 4. Процессы смешения воздуха (1-3-1а, 1-26-1в, 1-2-1б и т.д.)

Это так же приводит к смещению линии обработки воздуха вправо. Таким образом, реальный процесс охлаждения воздуха местными кондиционерами (внутренними блоками) всегда принадлежит области 1-2-3 и имеет вид кривой, соединяющей точки 1 и 3 (рис. 5).

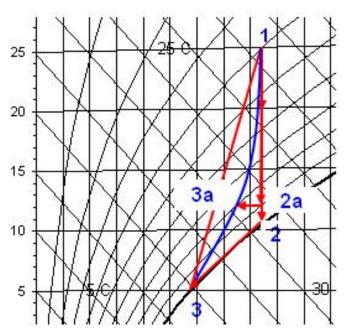


Рис. 5. Кривая процесса охлаждения и осушения воздуха в местном кондиционере (1-3)

Начальная точка процесса охлаждения (1) совпадает с параметрами внутреннего воздуха. Параметры воздуха на выходе из местного кондиционера в значительной степени зависят от его характеристик. Важнейшей характеристикой внутреннего блока является количество отводимого явного и скрытого тепла. Любой процесс охлаждения можно разбить на эти две составляющие. Например, процесс 1-3а условно состоит из процесса 1-2а – охлаждение внутреннего воздуха без изменения его влагосодержания

(явное тепло) и процесса 2а-3а — осушение воздуха без изменения его температуры (скрытое тепло). Поэтому у любого местного кондиционера есть явная составляющая его мощности, которая тратится на поддержание требуемой температуры внутреннего воздуха, и скрытая составляющая, которая тратиться на осушение кондиционируемого воздуха. Как следует из рисунка 5 угол наклона касательной к кривой процесса охлаждения и прямой постоянного влагосодержания при понижении температуры воздуха на выходе из местного кондиционера увеличивается. Следовательно, чем меньше отношение производительности внутреннего блока по воздуху к его мощности охлаждения (удельный расход воздуха), тем большая часть мощности тратится на скрытое тепло. Этот вывод подтверждается и данными изготовителей VRF систем [2].

Исходя из рис. 5 и характеристик внутренних блоков можно сделать следующий вывод: чем больше величина удельного расхода воздуха внутреннего блока (м³/ч•кВт), тем большая составляющая тратится непосредственно на поддержание температуры внутреннего воздуха.

Характеристики внутренних блоков VRF систем серии S GENERAL

Таблица 1

Модель внутреннего блока Настенный тип GENERAL		AS9	AS12	AS14	AS18	AS24	AS30
Мощность охлаждения, кВт	2,15	2,8	3,5	3,8	5,4	6,9	8,0
Производительность по воздуху, м ³ /ч	410	450	520	540	840	950	1050
Удельный расход воздуха, м ³ /(ч*кВт)	191	161	149	142	156	138	131
Явная составляющая мощности, кВт.	1,66	2,07	2,49	2,93	3,89	4,9	5,68
Скрытая составляющая мощности, кВт.	0,49	0,73	1,01	0,87	1,51	2	2,32



Рис. 6. Внутренний блок настенного типа VRF GENERAL

Определим теперь относительную влажность внутреннего воздуха в кондиционируемых помещениях. Во-первых, если мы проведем прямую по линии постоянного влагосодержания через точку 3, то линии оптимальных температур 20 °C и 25 °C будут пересекать данную прямую в точках с 40 % и 30 % влажностью (рис. 4). Отсюда важный вывод: внутренние блоки VRF систем не могут понизить относительную влажность внутреннего воздуха ниже 30 %. Это вытекает непосредственно из температуры кипения хладагента +5 °C и стремлении процесса охлаждения к точке 3 i-d диаграммы.

Как уже отмечалось выше, относительная влажность помещений при VRF кондиционировании зависит не только от параметров внутреннего блока, но и от характеристик помещения, а именно луча процесса (углового коэффициента) ассимиляции тепло и влагоизбытков помещения:

$$\varepsilon = \frac{\Delta I}{\Delta d} \times 1000 = \frac{Q_{usb}}{M_{es}}$$

где

DI - разница энтальпий между начальным и конечным состоянием процесса, кДж/кг.

Dd - разница влагосодержаний между начальным и конечным состоянием процесса, г/кг.

Q_{изб} - полные тепловыделения в помещении, Вт.

 $M_{\text{вл}}$ - влаговыделения в помещении, г/с.

Для офисных помещений, как наиболее часто использующих VRF системы, луч процесса принимает значения от 5000 до 15000 кДж/кг. Причем, чем выше относительная влажность в помещении, тем больше влаги уходит с вытяжным воздухом, тем больше луч процесса и меньше нагрузка на систему кон-

В качестве примера произведен расчет относительной влажности офисного помещения с двумя внутренними блоками одинаковой номинальной холодопроизводительности 2,8 кВт и разным расходом внутреннего воздуха $600 \text{ м}^3/\text{ч}$ – первый вариант и $480 \text{ м}^3/\text{ч}$ – второй вариант (рис. 6).

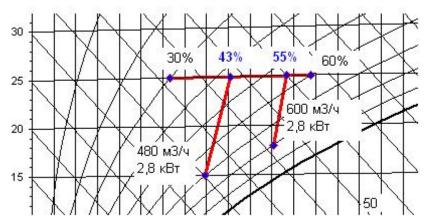


Рис. 7. Процессы охлаждения воздуха и относительная влажность в помещениях при различных характеристиках внутренних блоков

Относительная влажность помещения при использовании внутреннего блока с производительностью $600 \, \mathrm{m}^3/\mathrm{q}$ будет всегда выше (в пределах оптимальных значений), чем при использовании внутреннего блока с производительностью $480 \, \mathrm{m}^3/\mathrm{q}$. На рис. 7 относительная влажность составила соответственно 55% и 43%. Расходы холода для поддержания требуемой температуры внутреннего воздуха $25\, ^{\circ}\mathrm{C}$ в первом варианте составили $1.8 \, \mathrm{kBT}$, во втором варианте $2.1 \, \mathrm{kBT}$.

Выводы

диционирования.

- 1. Процесс обработки воздуха внутренним блоком VRF системы в режиме охлаждения на i-d диаграмме можно изобразить в виде кривой, соединяющей точку параметров внутреннего воздуха (1) с точкой пересечения линии относительной влажности 100 % и линии температуры кипения хладагента (3).
- 2. Относительная влажность внутреннего воздуха не может понизиться ниже 30~% при VRF кондиционировании помещений.
- 3. Чем больше удельный расход воздуха (м³/ч•кВт) внутреннего блока, тем больше доля явной производительности по холоду системы кондиционирования.
- 4. Чем больше доля явной производительности по холоду внутреннего блока VRF системы, тем выше относительная влажность в помещении (в пределах оптимальных значений).
- 5. Чем больше удельный расход воздуха (м³/ч•кВт) внутреннего блока, тем меньше суммарная нагрузка на систему кондиционирования.

Библиографический список

- 1. Сотников А.Г. Современные автономные кондиционеры (теория, оборудование, проектирование, испытание, эксплуатация). СПБ. 2004.
- 2. FUJITSU GENERAL LIMITED. Variable Refrigerant Flow System. Multi Air Conditioning System for Buildings. Technical data. 2004.

МАШКОВ АЛЕКСЕЙ МИХАЙЛОВИЧ – магистрант, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

УДК 62

Е.Г. Машкова

НЕОБХОДИМОЕ КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА ДЛЯ КОМФОРТНОГО МИКРОКЛИМАТА

Установление оптимальных параметров воздушной среды становится особенно важным в последние годы в связи с необходимостью обеспечения человеку комфортных условий пребывания и разработки прогрессивных систем климатизации. Это является достаточно сложной задачей. В статье рассмотрены современные методики для определения минимально необходимого воздухообмена, достаточного для обеспечения в помещении допустимого качества воздуха.

Ключевые слова: воздухораспределение, качество воздуха, воздухообмен, концентрация загрязняющего вещества.

Расчет необходимого воздухообмена является достаточно сложной задачей. Несмотря на давность проблемы отечественные и зарубежные данные об оптимальном воздухообмене до сих пор противоречивы и нередко недостаточно обоснованы.

Увеличение воздухообмена повышает комфортность; с другой стороны – усложняются системы вентиляции и воздухораспределения, увеличиваются энергетические затраты на обработку и транспортировку наружного приточного воздуха.

Первоочередным в данной дилемме, бесспорно, является обеспечение безопасности и комфортности пребывания людей в помещении, причем энергетические затраты на вентиляцию должны оставаться на приемлемом уровне.

Одним из основных показателей комфортности помещений является состав и чистота (качество) воздуха.

Качество воздуха в помещении зависит от многих факторов: качества наружного воздуха; наличия в помещении источников загрязнений, мощности и расположения этих источников; способа и конструкции системы вентиляции и кондиционирования воздуха, способов управления и надежности эксплуатации этих систем и т. п.

Воздух в помещении не должен содержать загрязняющих веществ в концентрациях, опасных для здоровья человека или вызывающих дискомфорт. К подобным загрязнениям относятся различные газы, пары, микроорганизмы, табачный дым и некоторые аэрозоли, например, пыль. Загрязняющие вещества могут попадать в помещения вместе с наружным приточным воздухом, от источников загрязняющих веществ в помещении, в том числе продуктов жизнедеятельности людей, технологических процессов, мебели, ковров, строительных и декоративных материалов.

Существующая норма величины воздухообмена базируется на расчете воздухообмена по допустимому уровню углекислоты (CO₂), предложенному M. Pettenkofer в позапрошлом веке в качестве критерия степени чистоты воздуха помещений. Вместе с тем, в современных городах, где основными источниками углекислоты являются продукты сгорания топлива, допустимый ее уровень, предложенный М. Pettenkofer, в определенной степени теряет свое значение, т. к. повышенная концентрация СО2 в этих условиях зачастую еще не говорит о загрязнении воздуха помещений в связи с недостаточной его вентиляцией.

Как же сегодня решаются эти вполне банальные вопросы качества и количества вентиляционного воздуха? Рассмотрим их на примере современного здания с офисными помещениями.

В офисных помещениях чаще всего применяются раздельные системы отопления и вентиляции, что в целом является оправданным в условиях большинства регионов России.

Сегодня, как правило, в подобных зданиях устраивается система приточно-вытяжной механической вентиляции (кондиционирования воздуха). Схема организации воздухообмена – в подавляющем большинстве случаев – перемешивающая вентиляция с использованием вентиляторных конвекторов или внутренних блоков сплит-систем. В этом случае задача системы вентиляции - обеспечение чистоты воздуха. Очень редко в отечественной практике применяются системы с переменным расходом воздуха, вытесняющая вентиляция, излучающие панели.

Научный руководитель: Стариков Альберт Николаевич – кандидат технических наук, доцент, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

[©] Машкова Е.Г., 2020.

В настоящее время используются две методики для определения минимально необходимого воздухообмена, достаточного для обеспечения в помещении допустимого качества воздуха [1, 2, 3]:

Методика на основе удельных норм воздухообмена, когда количество наружного воздуха устанавливается в зависимости от назначения помещения и режима его эксплуатации. Эта методика применятся для расчета величины воздухообмена в помещениях, в которых, как правило, не предполагается изменения их назначения, величины и характера поступающих в помещение загрязняющих веществ в период эксплуатации.

Методика на основе расчета допустимых концентраций загрязняющих веществ, когда необходимое качество воздуха определяется в зависимости от величины и характера загрязняющих веществ в помещении. Эту методику рекомендуется применять для расчета величины воздухообмена в помещениях, которые могут изменять свое назначение и (или) режим работы в период эксплуатации, в которых могут присутствовать или появиться интенсивные источники загрязняющих веществ и т. п.

Методика на основе удельных норм воздухообмена нашла свое отражение в отечественных и зарубежных нормативно-методических документах.

Применительно к офисным помещениям предлагаются следующие значения удельных норм:

- СНиП 2.09.04-87 «Административные и бытовые здания» [4]. Здесь указывается кратность воздухообмена 1,5 ч $^{-1}$ (площадь помещения менее 36 м 2 , площадь помещения на 1 работающего 4 м 2), т. е. воздухообмен при высоте помещения 3 м составит 18 м 3 /ч $^{-4}$ чел.*
- * Здесь и ниже под «воздухообменом» подразумевается количество приточного наружного воздуха, соответствующего требованиям ГН 2.1.6.1338-03 [5] и имеющего концентрацию CO_2 не выше 400 ppm (1 ppm [cм³/м³] = 0,12 x 10⁻⁶ x [ppm] x M x P/T [г/м³], где М молекулярная масса; Р давление [Па]; Т температура [K].)

Для помещений площадью более 36 м² воздухообмен предлагается рассчитывать из условия ассимиляции тепло-, влаговыделений.

- МГСН 4.10-97 «Здания банковских учреждений» [6]. Здесь указывается кратность воздухообмена 2,0 ч $^{-1}$ (площадь помещения на 1 работающего 6 м 2), т. е. воздухообмен при высоте помещения 3 м составит 36 м 3 /ч 4 ечел.
- СНиП 31-05-2003 «Общественные здания административного назначения» [7]. Здесь указываются два показателя: 20 м³/ч•чел. или 4 м³/ч•м² (площадь помещения на 1 работающего 6,5 м²), т. е. воздухообмен при высоте помещения 3 м составит 26 м³/ч•чел.

Документы [4, 6, 7] ссылаются на СНиП 41-01-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование» [1], где во всех редакциях после 1982 года предписывается предусматривать воздухообмен 60 м 3 /ч $^{\bullet}$ чел. для помещений, не имеющих естественного проветривания, и 40 м 3 /ч $^{\bullet}$ чел. в случаях, если оно есть.

Стандарт ASHRAE 62–1999 «Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality» [2] предлагает принимать для офисов воздухообмен 36 м 3 /ч 4 чел., при этом офисная площадь составляет 14,3 м 2 /чел. В Стандарте не говорится, как установить величину воздухообмена для других значений плотности размещения людей. С формальной точкой зрения, если сопоставить площадь 14,3 м 2 /чел. с принятой в [7], воздухообмен должен составлять 79,2 м 3 /ч 4 чел.

В Стандарте ABOK-1-2004 «Здания жилые и общественные. Нормы воздухообмена» [3] сделана попытка гармонизировать отечественные нормы и нормы Стандарта [2]. Стандарт ABOK был одобрен Госстроем России, согласован с Мосгосэкспертизой и распространяется на все помещения, в которых параметры микроклимата обеспечиваются в соответствии с требованиями ГОСТ 30494-96 [8]. В стандарте предложено принимать для офисов и рабочих кабинетов, как и в [1], воздухообмен 60 м³/ч•чел.

В [3] рассмотрены химические, физические и биологические загрязняющие вещества, поступающие, выделяющиеся или образующиеся в помещении и способные повлиять на качество воздуха.

В частности, вслед за [6] отмечается, что нормы удельного воздухообмена установлены таким образом, что при подаче наружного воздуха требуемого качества в достаточном количестве происходит разбавление биоэффлюентов человека. Биоэффлюенты — твердые частицы, запахи и другие загрязняющие вещества, обычные для офисных помещений. При этом достигается допустимый уровень качества воздуха в помещениях. Критерии комфортности (включая запах) с учетом биоэффлюентов, вероятно, будут выполнены, если воздухообмен достаточен для поддержания концентрации углекислого газа внутри помещения не более чем на 1 250 ррт выше концентрации углекислого газа в наружном воздухе.

Это положение является определенным «мостиком» между методикой на основе удельных норм воздухообмена и методикой на основе расчета допустимых концентраций загрязняющих веществ.

В Стандарте ANSI/ASHRAE 62.1-2004, 62.1-2007 [9] (эти редакции стандарта, в отличие от предыдущих, распространяются исключительно на общественные здания) предлагается определять расход наружного воздуха в обслуживаемой зоне по следующей формуле:

$$L = NL_{yden}^{4en} + F_{nom}L_{yden}^{4e}$$

где L – расход воздуха в помещении;

n – число людей в помещении;

 $F_{\text{пом}}$ – площадь пола помещения;

 $L^{\text{чел}}_{\text{удел}}$ и $L^{\text{м2}}_{\text{удел}}$ – удельные расходы воздуха в помещении на 1 чел. и на 1 м² пола помещения соответственно

В стандарте предлагаются следующие значения удельных показателей для помещений офисов: $L^{\text{чел}}_{\text{удел}} = 9,0 \text{ м}^3/\text{ч}$ ечел. и $L^{\text{м}^2}_{\text{удел}} = 1,1 \text{ м}^3/\text{м}^2$ при плотности размещения $20 \text{ м}^2/\text{чел}$.

Таким образом, расход воздуха на 1 человека составит $31,0 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{чел.}$, что меньше, чем в предыдущей редакции стандарта ($36 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{чел.}$). Если допустить, что удельный воздухообмен на 1 м^2 пола помещения не изменился (относительно [2]), то воздухообмен должен составлять $43 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{чел.}$

Структура формулы (1) позволяет предположить, что вредные выделения в помещении от человека и от окружающих его поверхностей, предметов обстановки, оборудования и т. п. одинаковые. Их эквивалентом, по-видимому, является углекислый газ, а в помещении имеются как бы два источника вредных выделений разной интенсивности. Дифференцированный учет вредных выделений от людей и «самого помещения» представляется правильным, хотя количественная их оценка вызывает определенные сомнения. Дифференцированный учет имеет важное прикладное значение, поскольку позволяет определять необходимый воздухообмен в зависимости от загруженности помещения в разные периоды суток, например, в рабочее и нерабочее время.

В Стандарте [9] при определении воздухообмена используется понятие «эффективность воздухообмена», аналогичное [1], характеризующее схему организации воздухообмена в помещении и знак тепловой нагрузки на систему вентиляции (охлаждение – нагрев).

Формула, аналогичная (1) имеется и в европейском стандарте CEN 2005 (подробнее об этом см. [10]). Разница состоит в численных значениях удельных расходах воздуха в помещении на 1 человека и на 1 м 2 пола помещения, $L^{\text{чел}}_{\text{удел}}$ и $L^{\text{м2}}_{\text{удел}}$.

В зависимости от класса офиса значение Lчелудел колеблется в пределах 36-14,4 м 3 /ч $^{\bullet}$ чел. и, соответственно, $L^{\text{M}^2}_{\text{удел}}$ – 7,2–2,9 м 3 /м 2 .

Таким образом расход воздуха на 1 человека составит 123,0-50 м³/ч•чел. Если допустить, что удельный воздухообмен на 1 м² пола помещения не изменился (относительно [2]), то воздухообмен должен составлять 200-82,0 м³/ч•чел.

Существенная разница между [9] и [10] объясняется подбором испытуемых: для [9] брались люди, адаптированные к загрязнению воздуха в помещении; в [10] – не адаптированные, «свежие» люди.

Методика на основе расчета допустимых концентраций загрязняющих веществ предусматривает, что количество воздуха, необходимого для ассимиляции вредных выделений, определяется из уравнения материального баланса (уравнения Селиверстова [11]):

$$C = \frac{M_{\text{BP}}}{L_{\text{np}}} + C_{\text{np}} - \left(\frac{M_{\text{BP}}}{L_{\text{np}}} + C_{\text{np}} - C_{0}\right) e^{-\tau \frac{L_{\text{np}}}{V_{\text{new}}}},$$
(2)

где $M_{\text{вр}}$ – количество выделяющихся вредностей;

 $L_{пр}$ – величина воздухообмена;

 $c,\ c_{np}\ u\ c_0$ – концентрация вредностей в помещении в момент времени $\tau,\ в$ приточном воздухе и начальная в помещении соответственно;

 $V_{\text{пом}}$ – объем помещения;

t – время.

Для установившегося воздушно-теплового режима помещения ($t \rightarrow \infty$) и при равномерном распределении концентраций по высоте (MV) имеем «стандартное» уравнение материального баланса (2), которое имеет вид

$$L = \frac{M}{K(c_{yx} - c_{np})},$$
(3)

где K – коэффициент эффективности воздухообмена, характеризующий неравномерность распределения концентраций вредных выделений по высоте помещения:

$$K = \frac{c_{yA} - c_{np}}{c_{os} - c_{np}},$$
(4)

где c_{03} – концентрация вредностей в обслуживаемой зоне; c_{yg} – концентрация вредностей в удаленном воздухе.

Для того чтобы воспользоваться уравнением (2), необходимо установить, какие вредности и в каком количестве имеются в офисном помещении, какова концентрация их в наружном воздухе и какова их ПДК, обладают ли эти вредности эффектом суммации действия, какова величина коэффициент эффективности воздухообмена.

В настоящее время принято считать, что основными вредностями в офисных помещениях являются продукты жизнедеятельности человека, в первую очередь углекислый газ. Это положение было введено в гигиеническую практику М. Pettenkofer еще в позапрошлом веке. Кроме углекислого газа загрязнителями воздуха в помещениях офисов служат антропотоксины, а также вредные выделения, содержащиеся в приточном наружном воздухе, и вредные выделения от элементов интерьера помещения — ограждающих конструкций, покрытий, предметов обстановки и т. п. Таким образом, становится очевидным, что определяющим при установлении необходимого воздухообмена являются исследования, выполненные врачамигигиенистами.

По результатам гигиенических исследований, проведенных в нашей стране [12, 13], наиболее точные данные об оптимальном воздухообмене помещений могут быть получены на основе прямого определения антропотоксинов – продуктов жизнедеятельности человека и других внутренних источников загрязнения (биоэффлюентов).

Роль антропотоксинов в формировании воздушной среды замкнутых герметизированных систем достаточно полно освещена лишь в специальной литературе. Отмечается, что присутствие человека в герметически закрытых объемах повышает концентрацию органических кислот, кетона, окиси углерода и углеводородов до уровня их ПДК. Естественно, что в обычных условиях эксплуатации жилых и общественных зданий накопления в негерметичных помещениях антропотоксинов до уровней, способных вызвать четко выраженное токсическое действие, не происходит. Однако даже относительно невысокие концентрации большого количества токсических веществ не безразличны для человека и способны влиять на его самочувствие, работоспособность и здоровье.

Проведенные нами исследования [12] подтвердили, что воздушная среда помещений, невентилируемых или вентилируемых недостаточно, ухудшается пропорционально числу лиц и времени их пребывания в помещении. Масс-спектрометрический анализ проб воздуха помещений позволил идентифицировать в них ряд токсических веществ 2–4 классов опасности. 20 % выявленных антропотоксинов относится к классу высокоопасных веществ. Хотя их концентрации меньше ПДК, однако, вместе взятые свидетельствуют о неблагополучии воздушной среды, поскольку даже двух-, четырехчасовое пребывание в этих условиях отрицательно сказывается на показателях умственной работоспособности исследуемых. Взаимодействие комплекса веществ, входящих в состав антропотоксинов, весьма сложно, но большинство из них обладает суммарным токсическим эффектом. Поэтому для определения оптимального воздухообмена нами использовался суммарный показатель, применяемый для оценки токсичности газовоздушных смесей, содержащих многочисленные компоненты на уровне ПДК каждого из них. По данным ряда авторов смесь считается безопасной, если сумма отношений обнаруженных концентраций отдельных ингредиентов к предельно допустимым их концентрациям не превышает единицу или равна ей.

Суммарный показатель загрязнения воздуха приближался к единице при подаче на одного человека $170~{\rm M}^3/{\rm q}$ (если допустимый уровень углекислоты принять по К. Флюгге $1~000~{\rm ppm}^*$) и $210~{\rm M}^3/{\rm q}$ (если принять в качестве допустимого уровня содержания ${\rm CO}_2$ по М. Pettenkofer $-~800~{\rm ppm}$). Весомость углекислого газа, по которой ранее только и велся расчет воздухообмена, в суммарном показателе токсичности не превышает 20—40 %. Поэтому если при установлении искомой величины оптимального воздухообмена ориентироваться только на ${\rm CO}_2$, то его необходимая величина при допустимом уровне углекислоты в воздухе помещений $1~000~{\rm ppm}$ составит около $20~{\rm M}^3/{\rm q}$, т. е. почти в $8~{\rm pas}$ будет меньше оптимальной.

Для всестороннего обоснования оптимального воздухообмена изучалась также скорость и степень эвакуации всех эндогенных загрязнений, возникающих в результате жизнедеятельности человека и эксплуатации помещений. Эти исследования, а также расчет воздухообмена, проведенный нами, с учетом необходимости удаления тепловыделений человека, также показали, что оптимальный воздухообмен составляет порядка 200 м³/ч•чел.

Минимально необходимый воздухообмен уточнялся нами в натурных условиях в рабочих помещениях офисного здания с кондиционированием воздуха.

Результаты анализа воздушной среды помещений и анкетного опроса служащих показали улучшения качества воздуха и последовательное снижение числа жалоб на воздушный дискомфорт при увеличении воздухоснабжения выше $40 \text{ м}^3/\text{ч}$ -чел., причем количество жалоб составляет 25 % и меньше лишь при воздухообмене $60 \text{ м}^3/\text{ч}$ и более. Оценка функционального состояния исследуемых свидетельствовала, что работоспособность служащих значительно улучшается при воздухообмене $60-80 \text{ м}^3/\text{ч}$ -чел. (p < 0,05).

Приведенные данные были получены применительно к условиям организованного воздухообмена, который имеет место в общественных зданиях.

Резюмируя вышеприведенные данные следует отметить, что до сих пор на практике по количеству CO_2 принято судить о чистоте воздуха в помещениях и степени их вентиляции. Содержание CO_2 равное 0,1 % является в настоящее время гигиеническим регламентом. Практически CO_2 сыграл положительную роль и применяется для расчета потребного воздухообмена в помещениях, служит критерием для оценки чистоты комнатного воздуха и работы вентиляционных систем.

Возникает вопрос о том, насколько эта норма обоснована. М. Реttenkofer исходил из мысли об использование двуокиси углерода как косвенного показателя загрязнения воздуха жилых и общественных зданий летучими продуктами обмена веществ человека, содержащимися в выдыхаемом воздухе, выделениях пота и дурно пахнущих газов с поверхности его тела и одежды. В современных городах, где основным источником СО₂ чаще всего служит сгорание топлива, норма, предложенная М. Рettenkofer, теряет значение косвенного санитарного показателя. В этих условиях настаивать на ее соблюдении означало бы снизить концентрацию СО₂ во внешней атмосфере, что связано с крайне дорогостоящими мероприятиями по уменьшению выбросов СО₂. На это можно было бы пойти только в том случае, если бы было доказано, что углекислый газ сам по себе оказывает нежелательное с гигиенической точки зрения действие на человека в таких концентрациях, как 1 000 ppm. Между тем, исследования о физиологическом действии концентрации СО₂ ниже 10 000 ppm [13] показали, что нежелательные сдвиги в функции внешнего дыхания отмечаются при действии СО₂ в концентрации свыше 5 000 ppm. При концентрации 500–1 000 ppm никаких отрицательных явлений не отмечается. Данные величины не внесены в официальные регламенты ПДК, т. к. СО₂ является природной компонентой атмосферного воздуха и лишь ориентировочным гигиеническим регламентом.

СП 2.5.1198-03 «Санитарные правила по организации пассажирских перевозок на железнодорожном транспорте» [14], п. 3.4.8. устанавливают величину концентрации углекислого газа в воздухе помещений вокзалов. Концентрация в зоне дыхания пассажиров не должна превышать 1 000 ppm.

Аналогичные значения концентрации CO₂ в офисных помещениях рекомендуются и в зарубежной литературе.

По данным Olli Seppa.. nen [15] при концентрации углекислого газа в офисном помещении ниже 800 ppm такие симптомы, как воспаление глаз, заложенность носа, воспаление носоглотки, проблемы, связанные с дыхательной системой, головная боль, усталость и сложность с концентрацией внимания, которые возникали у сотрудников при более высокой концентрации CO₂, значительно снижались.

По данным Adrie van der Luijt [16], исследования Middlex University (UK) и мониторинг качества воздуха в офисах, выполненный компанией KLMG, показали, что уровень углекислого газа в офисе должен составлять 600–800 ppm. В ходе наблюдений, проведенных с участием 300 взрослых людей, было установлено, что более высокий уровень CO_2 снижает концентрацию внимания на 30 %. При концентрациях выше 1500 ppm – 79 % опрошенных испытывали чувство усталости, а при уровне выше 2000 ppm – две трети из них заявили, что не в состоянии сосредоточиться. 97 % из тех, кто страдает время от времени мигренью, заявили, что головная боль появляется у них уже при уровне 1000 ppm.

Измерения в офисах и на улицах Москвы показали, что в ряде офисов уровень CO₂ достигал 2 000 ррт и выше. Уровень углекислого газа на улицах колебался в показателях до 1 000 ррт, но измерения были сделаны не в самые неблагополучные дни, с точки зрения климатической обстановки.

Высокая концентрация CO_2 – одна из основных причин синдрома «больного здания». Потери крупного правительственного офиса (2 500 сотрудников) вследствие плохого качества воздуха в ценах 1990 года составили 400 000 фунтов-стерлингов.

Ученый из Великобритании Д. С. Робертсон пишет в журнале Current Science, Vol. 90, No. 12, 06.25.2006: «При концентрации CO_2 600 ppm в помещении люди начинают чувствовать признаки ухудшения качества воздуха. Когда концентрация CO_2 становится выше этого уровня, некоторые люди начинают испытывать один и несколько классических симптомов отравления углекислотой, таких как проблемы с дыханием, учащенный пульс, головная боль, снижение слуха, гипервентиляция, потливость, усталость».

Концентрация СО₂ в атмосферном воздухе составляла в середине 1960-х годов примерно [17]:

- − 360 ppm в малых населенных пунктах;
- − 440 ppm в средних городах;
- 550 ppm в крупных городах.

По данным [8], приложение C, предлагается принимать концентрацию CO_2 в атмосферном воздухе 300–500 ppm.

Человек при работе в учреждении выделяет 0,023 м³/ч•чел. углекислого газа [17].

В [9], приложение D, приводится величина выделений CO_2 человеком при спокойной работе сидя – 0,019 м³/ч•чел. Здесь же указывается, что величина выделений CO_2 зависит от рациона питания человека. При преимущественном потреблении углеводов выделения CO_2 составят 0,022 м³/ч•чел. Оба значения [9] и [17] практически совпадают.

Теперь имеются все исходные данные для расчета необходимого воздухообмена на основе расчета допустимых концентраций загрязняющих веществ, хотя бы по загрязнению углекислым газом. Если воспользоваться уравнением (2), удельная величина воздухообмена будет существенно различаться от места расположения здания и принятого значения ПДК. Для ПДК, в 1 000 ррт, воздухообмен составит:

- в малых населенных пунктах -36 м³/ч•чел.;
- в средних городах -41 м³/ч•чел.;
- в крупных городах 51 м³/ч•чел., если концентрация CO_2 в наружном воздухе принята в соответствии с [9], что близко к рекомендациям [1, 12].

Значение величины воздухообмена (для крупного города) почти в 2 раза превышает рекомендации [9]. Предложенный в Стандарте ASHRAE 62.1-2004, 62.1-2007 метод определения воздухообмена вызывает сомнения.

- 1. Концентрация углекислого газа в помещении при воздухообмене в 31 ${\rm m}^3/{\rm q}$, выделений от человека 23 л/ч и ${\rm c}_{\rm наp} = 0.5$ л/ ${\rm m}^3$ составит 1 240 ppm, что превышает рекомендуемые значения, даже без учета вредных выделений от «самого помещения».
- 2. Насколько нам известно, в беседе с профессором Bjarne W. Olesen, директором Международного центра по качеству воздуха и энергосбережению, рекомендуемые в стандарте величины воздухообмена не основываются на объективных физиологических реакциях человека, а получены путем статистической выборки среди людей, адаптированных к внутренней воздушной среде (количество удовлетворенных 80 %).

Кроме того, становится очевидным, что при больших загрязнениях приземного слоя атмосферного воздуха, что имеет место в мегаполисах, воздухообмен резко возрастает. Это обстоятельство делает бессмысленным приток наружного воздуха. Выход – применение абсорбера углекислого газа, рациональное размещение воздухозабора, управляемые системы вентиляции (с переменным расходом воздуха или работающие периодически в периоды минимального загрязнения атмосферы).

Изучение загрязнений атмосферного воздуха при проектировании высотного здания «Commerzbank» во Франкфурте-на-Майне, Германия, показало, что на высоте 10 этажа загрязнения воздуха минимальны.

Проектирование оптимальных схем и режимов работы вентиляционной системы, учитывающих фактическое загрязнение внутреннего и наружного воздуха, например, по датчику CO₂, загруженность помещения персоналом, объем помещения (все эти факторы легко учитываются, если воспользоваться уравнением (2)), позволит существенно уменьшить эксплуатационный расход вентиляционного воздуха и решить проблему эффективного расходования энергии без ухудшения качества воздуха.

С медико-гигиенической позиции важно учитывать, что нарушение природного состава атмосферного воздуха или загрязнение его посторонними вредными токсическими веществами вызывают целый ряд патофизиологических изменений в организме человека. Для предотвращения этих процессов необходим контроль за качеством воздушной среды по всем ингредиентам, а не только СО₂, и эффективностью действия вентиляционных устройств. Наиболее полное представление о качественных параметрах воздушной среды закрытых помещений следует получать с помощью комплексной оценки среды, для чего помимо традиционного изучения содержания углекислоты целесообразно исследование:

- а) продуктов метаболизма организма человека;
- б) токсичных выделений из строительных материалов;
- в) запыленности;
- г) бактериальной обсемененности;
- д) ионного режима помещений.

Установление оптимальных параметров воздушной среды становится особенно важным в последние годы в связи с необходимостью обеспечения человеку комфортных условий пребывания и разработки прогрессивных систем климатизации. Это является достаточно сложной задачей, так как человек постоянно подвергается в помещениях воздействию целого ряда факторов воздушной среды, о которых сказано выше, но благодаря научно-техническому прогрессу возможно вне зависимости от погодных, атмосферных и антропогенных условий обеспечивать оптимальные для человека параметры.

Поскольку деятельность человека, направленная на создание искусственной воздушной среды, в наши дни имеет крайне важное значение, то на современном этапе необходимо сочетание усилий экологов, гигиенистов, инженеров по дальнейшей углубленной работе в области оптимизации воздушной среды помещений с помощью современной техники с учетом предыдущих и новых исследований.

Библиографический список

- 1. СНиП 41-01-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование».
- 2. ASHRAE 62-1999 «Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality».
- 3. Стандарт ABOK-1-2004 «Здания жилые и общественные. Нормы воздухообмена».
- 4. СНиП 2.09.04-87 «Административные и бытовые здания».
- 5. ГН 2.1.6.1338-03 «Предельно-допустимые концентрации (ПДК) загрязняющих веществ в атмосферном воздухе населенных мест».
 - 6. МГСН 4.10-97 «Здания банковских учреждений».
 - 7. СНиП 31-05-2003 «Общественные здания административного назначения».
 - 8. ГОСТ 30494-96 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях».
 - 9. ASHRAE 62.1-2004, 62.1-2007 «Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality».
 - 10. Ventilation Systems. Edited by Hazim D. Awbi. London and New York. 2008.
- 11. А. Н. Селиверстов. Вентиляция фабрично-заводских помещений. Т.1. НКТП СССР. ОНТИ. М, Госстрой-издат, 1934.
- 12. Ю. Д. Губернский. Гигиенические аспекты обеспечения оптимальных условий внутренней среды жилых и общественных зданий. Автореферат докторской диссертации. М., 1976.
 - 13. О. В. Елисеева. К обоснованию ПДК двуокиси углерода в воздухе // Гигиена и санитария. 1964. № 8.
- 14. СП 2.5.1198-03 «Санитарные правила по организации пассажирских перевозок на железнодорожном транспорте».
 - 15. Olli Seppa..nen. Tuottava toimisto 2005. Raportti b77. Loppuraportti 2005.
- 16. Adrie van der Luijt. Management CO2 levels cause office staff to switch off // Director of Finance online. 11.19.2007.
- 17. Справочник по теплоснабжению и вентиляции в гражданском строительстве. Киев: Госстройиздат УССР, 1959.

МАШКОВА ЕВГЕНИЯ ГЕННАДЬЕВНА – магистрант, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

УДК 62

Н.А. Михайлова

НОРМИРОВАНИЕ МИКРОКЛИМАТА

Трудовая деятельность человека всегда протекает в определенных метеорологических условиях, которые определяются сочетанием температуры воздуха, скорости его движения и относительной влажности, барометрическим давлением и тепловым излучением от нагретых поверхностей. Если труд протекает в помещении, то эти показатели в совокупности (за исключением барометрического давления) принято называть микроклиматом производственного помещения. Рассмотрены факторы, влияющие на формирование микроклимата, и их параметры.

Ключевые слова: микроклимат, качество воздуха, воздухообмен, концентрация загрязняющего вещества.

По определению, приведенному в ГОСТ, микроклимат производственных помещений – это климат внутренней среды этих помещений, который определяется действующими на организм человека сочетаниями температуры, влажности и скорости движения воздуха, а также температурой окружающих поверхностей.

Если работа выполняется на открытых площадках, то метеорологические условия определяются климатическим поясом и сезоном года. Однако и в этом случае в рабочей зоне создается определенный микроклимат.

Параметры микроклимата могут изменяться в очень широких пределах, в то время как необходимым условием жизнедеятельности человека является сохранение постоянства температуры тела. [5. С. 21]

При благоприятных сочетаниях параметров микроклимата человек испытывает состояние теплового комфорта, что является важным условием высокой производительности труда и предупреждения заболеваний.

При отклонении метеорологических параметров от оптимальных в организме человека для поддержания постоянства температуры тела начинают происходить различные процессы, направленные на регулирование теплопродукции и теплоотдачи.

Влияние неблагоприятных метеорологических условий на организм человека

Значение микроклимата предопределяется тем, что жизнедеятельность человека может нормально протекать лишь при условии сохранения температурного гомеостаза, который достигается в условиях, близких к тепловому комфорту, за счет терморегуляции, а в охлаждающей и нагревающей среде — за счет деятельности различных систем организма (сердечно-сосудистой, дыхательной, выделительной, эндокринной), а также энергетического, водно-солевого и белкового обменов.

Степень напряжения в функционировании перечисленных систем обусловлена воздействием на них неблагоприятного микроклимата и определяет выраженность физиологических нарушений, которые могут сопровождаться ухудшением самочувствия, снижением работоспособности, возникновением заболеваний, снижением производительности труда. Кроме того, на фоне этих функциональных изменений усугубляется действие на организм других вредных производственных факторов (вибрация, шум, химические вещества). [5. С. 59]

Научно-технический прогресс в промышленности, включающий автоматизацию и механизацию производственных процессов, приводит к существенному снижению термической нагрузки на организм работающих.

С нагревающим микроклиматом человек сталкивается в некоторых цехах в пищевой, стекольной, текстильной промышленности, в машиностроении, глубоких шахтах, при работах на открытом воздухе в жаркий период года и др. Температура воздуха в горячих цехах металлургической промышленности, например, может достигать в летний период 33–40 0 C, инфракрасное излучение – 700–1000 Вт/м 2 и более в сочетании со значительным мышечным напряжением (энергозатраты от 230 до 350 Вт). [2. С. 14]

Научный руководитель: *Шеногин Михаил Викторович* — кандидат технических наук, доцент, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

[©] Михайлова Н.А., 2020.

Метеорологические условия на производстве с позиции гигиены труда представляют собой совокупность физических факторов окружающей среды, оказывающих непосредственное воздействие на организм человека и включающих температуру, влажность, подвижность воздуха, инфракрасное (тепловое) излучение, что влияет на тепловой обмен и тепловое состояние человека. К параметрам микроклимата следует относить и температуру окружающих человека поверхностей (производственное оборудование, строительные конструкции).

В естественных условиях на поверхности Земли (уровень моря) параметры микроклимата изменяются в существенных пределах.

Температура окружающей среды изменяется от −88 до +60 °C;

Подвижность воздуха изменяется от 0 до 100 м/с;

Относительная влажность изменяется от 10 до 100~%

Атмосферное давление изменяется от 680 до 810 мм рт. ст. [6. С. 76]

Параметры микроклимата оказывают непосредственное влияние на тепловое самочувствие человека и его работоспособность.

Например, понижение температуры и повышение скорости воздуха может привести к переохлаждению организма.

При повышении температуры воздуха возникают обратные явления. Исследователями установлено, что при температуре воздуха более $30~^{\circ}\mathrm{C}$ работоспособность человека начинает падать.

Для человека определены максимальные температуры в зависимости от длительности их воздействия и используемых средств защиты. Предельная температура вдыхаемого воздуха, при которой человек в состоянии дышать в течение нескольких минут без специальных средств защиты, около 116 °C.

Существенное значение имеет равномерность температуры. Вертикальный градиент ее не должен выходить за пределы 5 0 С/метр.

Переносимость человеком температуры, как и его теплоощущение, в значительной мере зависит от влажности окружающего воздуха. Чем больше относительная влажность, тем меньше испаряется пота в единицу времени и тем быстрее наступает перегрев тела. Особенно неблагоприятное воздействие на тепловое самочувствие человека оказывает высокая влажность при $t_{\rm oc} > 30~{}^{\rm oC}$, так как при этом почти все выделяемая теплота отдается в окружающую среду при испарении пота. [5. C. 62]

Недостаточная влажность воздуха также может оказаться неблагоприятной для человека вследствие интенсивного испарения влаги со слизистых оболочек, их пересыхания и растрескивания, а затем и загрязнения болезнетворными микроорганизмами. Поэтому при длительном пребывании людей в закрытых помещениях рекомендуется ограничиваться относительной влажностью в пределах 30...70 %.

Вместе с потом организм теряет значительное количество минеральных солей (до 1%, в том числе 0,4...0,6 NaCl). При неблагоприятных условиях потеря жидкости может достигать 8...10 л за смену и в ней до 60 г поваренной соли (всего в организме около 140 г NaCl). Потеря соли лишает кровь способности удерживать воду и приводит к нарушению деятельности сердечно-сосудистой системы. [5. С. 63]

Атмосферное давление оказывает существенное влияние на процесс дыхания и самочувствие человека. При работе в условиях избыточного давления снижаются показатели вентиляции легких за счет некоторого урежения частоты дыхания и пульса. Длительное пребывание при избыточном давлении приводит к токсическому действию некоторых газов, входящих в состав вдыхаемого воздуха. Оно проявляется в нарушении координации движений, возбуждении или угнетении, галлюцинациях, ослаблении памяти, расстройстве зрения и слуха.

Микроклимат и его параметры

Микроклимат производственных помещений — это климат внутренней среды помещений, определяемый действующими на организм человека сочетаниями температуры, влажности и скорости движения воздуха, а также температуры окружающих поверхностей. Под микроклиматом производственных помещений понимается климат внутренней среды этих помещений, который определяется действующими на организм человека сочетаниями температуры, влажности и скорости движения воздуха, а также температурой окружающих поверхностей. [5. С. 86]

Постоянным рабочим местом считается место, на котором работающий находится большую часть (более 50 % или более 2 ч непрерывно) своего рабочего времени. Человек постоянно находится в процессе теплового взаимодействия с окружающей средой.

Нормальное протекание физиологических процессов в организме возможно лишь тогда, когда выделяемое организмом тепло непрерывно отводится в окружающую среду за счет конвекции, излучения, испарения влаги с поверхности кожи и нагрева вдыхаемого воздуха. В соответствии с ГОСТ значения температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха устанавливаются для рабочей зоны производственных помещений в зависимости от категории тяжести выполняемой работы, величины избытков явного тепла, выделяемого в помещении, и периода года.

Основную роль в процессе теплообмена играет система терморегуляции человека. Она регулирует теплообмен организма с окружающей средой и поддерживает почти постоянную температуру около 37°C.

Отдача теплоты организмом человека в окружающую среду происходит в результате теплопроводности через одежду, конвекции, излучения на окружающие поверхности, испарения влаги с поверхности кожи. На процесс теплообмена оказывают влияние метеорологические условия среды (микроклимат) и характер работы.

Высокая температура воздуха способствует быстрому утомлению работающего, может привести к перегреву организма, тепловому удару или профзаболеванию. Низкая температура воздуха может вызвать местное и общее охлаждение организма, стать причиной простудного заболевания или обморожения. Избыточная влажность может привести к ухудшению состояния и снижению работоспособности человека.

Пониженная влажность вызывает ощущение сухости слизистых оболочек верхних дыхательных путей, ухудшает самочувствие и снижает работоспособность. [5. С. 87]

ГОСТом установлено два периода года: теплый; холодный и переходный.

Теплый период года характеризуется среднесуточной температурой наружного воздуха $+10^{\circ}$ С и выше; холодный и переходный период — ниже $+10^{\circ}$ С. При нормировании микроклимата учитываются оптимальные и допустимые условия.

Оптимальные микроклиматические условия характеризуются сочетанием параметров микроклимата, которые при длительном и систематическом воздействии на человека обеспечивают сохранение нормального функционального и теплового состояния организма без напряжения реакций терморегуляции. Они обеспечивают ощущение теплового комфорта и создают предпосылки для высокого уровня работоспособности.

Различают монотонный микроклимат, когда его параметры мало изменяются в течение рабочей смены (ткацкие, швейные цеха, обувное производство, машиностроение и т.п.), и динамичный – быстрое и значительное изменение параметров микроклимата (сталеплавильные, литейные цеха и т.п.). [1. С. 9]

Подавляющее большинство профессий в народном хозяйстве связано с работой при различных комбинациях метеорологических элементов, составляющих микроклимат:

- при высоких или низких температурах воздуха, сочетающихся с повышенной или пониженной влажностью воздуха;
- при высокой или низкой влажности, со значительной интенсивностью инфракрасного излучения (или, наоборот, с радиационным охлаждением), с большой или малой подвижностью воздуха.

Кроме того, значительный контингент работников занят на работах на открытом воздухе (строители, геологи, полевые работы в сельском хозяйстве и др.), в неотапливаемых помещениях (строительство, изготовление крупногабаритных изделий в машиностроении, складское хозяйство, элеваторы и т.д.), морозильных камерах (пищевая и перерабатывающая промышленность).

Все эти возможные сочетания параметров микроклимата по-разному влияют на тепловой обмен и тепловое состояние человека, на его самочувствие, работоспособность и состояние здоровья, и могут быть условно сведены к трем видам — комфортный (нейтральный), нагревающий и охлаждающий.

Гигиеническое нормирование микроклимата

Нормативные документы по нормированию микроклимата начали создаваться в нашей стране с первых лет Советской власти. Так, например, в «Общих обязательных постановлениях об устройстве и содержании промышленных зданий» (1920 г.) для рабочих помещений регламентировалась температура воздуха 12...18°С и относительная влажность 50...70%.

По мере укрепления экономики создавались предпосылки для дальнейшей нормализации микроклимата. Существенным шагом вперед явились санитарные нормы (CH 245 - 63 и CH 245 - 71), в которых уже нормировались как допустимые, так и оптимальные параметры микроклимата. В настоящее время основным нормативным документом является ГОСТ 12.1.005 - 76 «ССБТ. Воздух рабочей зоны. Общие санитарно-гигиенические требования».

В основу принципа нормирования метеорологических условий производственной среды положена дифференцированная оценка оптимальных и допустимых метеорологических условий в рабочей зоне в зависимости от тепловой характеристики производственного помещения, категории работ по тяжести и времени года. [6. С. 97]

Под оптимальными микроклиматическими условиями понимают такие сочетания параметров микроклимата, которые при длительном и систематическом воздействии на человека обеспечивают сохранение нормального функционального и теплового состояния организма без напряжения механизма терморегуляции. Они обеспечивают ощущение теплового комфорта и создают предпосылки для хорошей работоспособности.

Допустимыми микроклиматическими условиями называют такие сочетания параметров микроклимата, которые при длительном и систематическом воздействии на человека могут вызывать преходящие и быстро нормализующиеся изменения функционального и теплового состояния организма и напряженную работу механизма терморегуляции, не выходящую за пределы физиологических приспособительных возможностей. При этом не возникает повреждений или нарушений состояния здоровья, но могут наблюдаться дискомфортные теплоощущения, ухудшение самочувствия и понижение работоспособности.

Нормативные параметры производственного микроклимата установлены ГОСТ 12.1.005-88, а также СанПиН 2.2.4.584-96.

Этими нормами регламентированы параметры микроклимата в рабочей зоне производственного помещения: температура; относительная влажность; скорость движения воздуха в зависимости от способности организма человека к акклиматизации в разное время года; характер одежды; интенсивность производимой работы и характер тепловыделений в рабочем помещении. [2. С. 4]

По тепловой характеристике все производственные помещения делятся на помещения с незначительными избытками явной теплоты (не более 23 Дж/($\rm M^3/c$) и значительными избытками явной теплоты, превышающими 23 Дж/($\rm M^3/c$). Помещения, цехи и участки со значительными избытками явной теплоты относят к категории «горячих цехов».

При учете интенсивности труда все виды работ, исходя из общих энергозатрат организма, делятся на три категории: легкие, средней тяжести и тяжелые. Характеристику производственных помещений по категории выполняемых в них работ устанавливают по категории работ, выполняемых половиной и более работающих в соответствующем помещении. [5. С. 88]

Характеристика категорий работ по тяжести, принятая в ГОСТ 12.1.005-76, приведена на схеме 1.

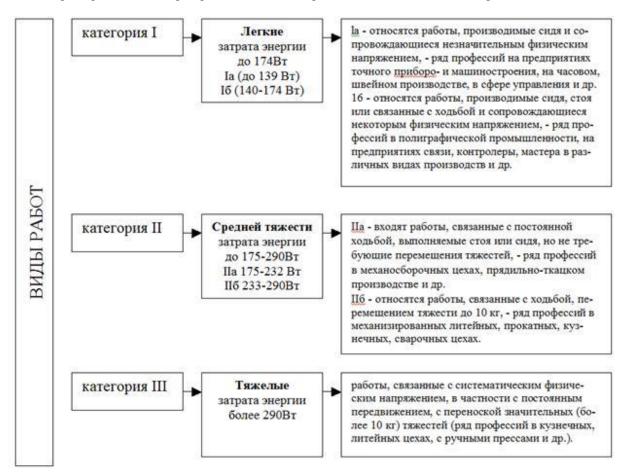


Схема 1. Характеристика категорий работ по тяжести

Оптимальные параметры микроклимата на рабочих местах должны соответствовать величинам, приведенным в таблице 1, применительно к выполнению работ различных категорий в холодный и теплый периоды года.

Перепады температуры воздуха по высоте и по горизонтали, а также изменения температуры воздуха в течение смены при обеспечении оптимальных величин микроклимата на рабочих местах не должны превышать 2° С и выходить за пределы величин, указанных в табл. 1. для отдельных категорий работ.

Кроме оптимальных в ГОСТ 12.1.005 - 76 приведены допустимые значения параметров микроклимата, а также различные дополнения и уточнения. [1, с. 15]

Вестик мисистритуры. 2020. № 1-5 (100)

Таблица 1 Оптимальные величины показателей микроклимата на рабочих местах

Период года	Категория работ по уров- ням энергозатрат, Вт	Температура воздуха, °С	Температура по- верхностей, °С	Относительная влажность воздуха, %	Скорость движения воздуха, м/с
Холод- ный	Ia (до 139)	22 - 24	21 - 25	60 - 40	0,1
	Iб (140 - 174)	21 - 23	20 - 24	60 - 40	0,1
	IIa (175 - 232)	19 - 21	18 - 22	60 - 40	0,2
	IIб (233 - 290)	17 - 19	16 - 20	60 - 40	0,2
	III (более 290)	16 - 18	15 - 19	60 - 40	0,3
Теплый	Ia (до 139)	23 - 25	22 - 26	60 - 40	0,1
	Iб (140 - 174)	22 - 24	21 - 25	60 - 40	0,1
	IIa (175 - 232)	20 - 22	19 - 23	60 - 40	0,2
	II6 (233 - 290)	19 - 21	18 - 22	60 - 40	0,2
	III (более 290)	18 - 20	17 - 21	60 - 40	0,3

Допустимые микроклиматические условия установлены по критериям допустимого теплового и функционального состояния человека на период 8-часовой рабочей смены. Они не вызывают повреждений или нарушений состояния здоровья, но могут приводить к возникновению общих и локальных ощущений теплового дискомфорта, напряжению механизмов терморегуляции, ухудшению самочувствия и понижению работоспособности.

Допустимые величины показателей микроклимата устанавливаются в случаях, когда по технологическим требованиям, техническим и экономически обоснованным причинам не могут быть обеспечены оптимальные величины.

Допустимые величины показателей микроклимата на рабочих местах должны соответствовать значениям, приведенным в табл. 2. применительно к выполнению работ различных категорий в холодный и теплый периоды года.

При обеспечении допустимых величин микроклимата на рабочих местах:

- перепад температуры воздуха по высоте должен быть не более 3° С;
- перепад температуры воздуха по горизонтали, а также ее изменения в течение смены не должны превышать:
 - при категориях работ Ia и Iб -4° C;
 - при категориях работ IIa и IIб 5° C;
 - при категории работ III -6° С.

При этом абсолютные значения температуры воздуха не должны выходить за пределы величин, указанных в таблице 2. для отдельных категорий работ. [1, с. 16]

Таблица 2 Допустимые величины показателей микроклимата на рабочих местах

Температура воздуха, °С				азателен микроклимата на рабочих местах			,
		Температу	ва воздуха, °С			Скорость движения воздуха, м/с	
Период года	Категория работ по уровню энергозатрат, Вт	диапазон ниже опти- мальных величин	диапазон выше опти- мальных ве- личин	Темпера- тура по- верхностей, °С	Относительная влажность воздуха, %	диапазона температур ниже оптимальных величин, не более	диапазона температур выше оптимальных величин, не более **
	Ia (до 139)	20,0 - 21,9	24,1 - 25,0	19,0-26,0	15 - 75 *	0,1	0,1
	Iб (140 - 174)	19,0 - 20,9	23,1 - 24,0	18,0- 25,0	15 - 75	0,1	0,2
Холодный	IIa (175 - 232)	17,0 - 18,9	21,1 - 23,0	16,0- 24,0	15 - 75	0,1	0,3
	II6 (233 - 290)	15,0 - 16,9	19,1 - 22,0	14,0-23,0	15 - 75	0,2	0,4
	III (более 290)	13,0 - 15,9	18,1 - 21,0	12,0- 22,0	15 - 75	0,2	0,4

Окончание таблицы 2

		Температур	оа воздуха, °С			Скорость движения во	здуха, м/с
Период года	Категория работ по уровню энергозатрат, Вт	диапазон ниже опти- мальных величин	диапазон выше опти- мальных ве- личин	Темпера- тура по- верхностей, °С	Относительная влажность воздуха, %	диапазона температур ниже оптимальных величин, не более	диапазона температур выше оптимальных величин, не более **
	Ia (до 139)	21,0 - 22,9	25,1 - 28,0	20,0-29,0	15 - 75 *	0,1	0,2
	Іб (140 - 174)	20,0 - 21,9	24,1 - 28,0	19,0- 29,0	15 - 75 *	0,1	0,3
Теплый	IIa (175 - 232)	18,0 - 19,9	22,1 - 27,0	17,0- 28,0	15 - 75 *	0,1	0,4
	Пб (233 - 290)	16,0 - 18,9	21,1 - 27,0	15,0-28,0	15 - 75 *	0,2	0,5
	III (более 290)	15,0 - 17,9	20,1 - 26,0	14,0- 27,0	15 - 75 *	00,2	0,5

^{*} При температурах воздуха 25° С и выше максимальные величины относительной влажности воздуха должны приниматься в соответствии со специальными требованиями.

Допустимые величины интенсивности теплового облучения работающих на рабочих местах от производственных источников, нагретых до темного свечения (материалов, изделий и др.) должны соответствовать значениям, приведенным в таблице 3. [1, с. 17]

Таблица 3

Облучаемая поверхность тела, %	Интенсивность теплового облучения, Вт/кв. м, не более		
50 и более	35		
25 - 50	70		
не более 25	100		

Допустимые величины интенсивности теплового облучения поверхности тела работающих от производственных источников

Допустимые величины интенсивности теплового облучения работающих от источников излучения, нагретых до белого и красного свечения (раскаленный или расплавленный металл, стекло, пламя и др.) не должны превышать 140 Вт/кв. м. При этом облучению не должно подвергаться более 25% поверхности тела и обязательным является использование средств индивидуальной защиты, в том числе средств защиты лица и глаз.

При наличии теплового облучения работающих температура воздуха на рабочих местах не должна превышать в зависимости от категории работ следующих величин:

- 25° С − при категории работ Іа;
- 24° С при категории работ Іб;
- 22° С при категории работ IIa;
- 21° С при категории работ ІІб;
- 20° С при категории работ III.

Допустимые перепады температуры воздуха по высоте рабочей зоны не должны превышать 3°C для работ всех категорий, а по горизонтали 4°C для легких работ, 5°C для работ средней тяжести и 6°C для тяжелых работ.

Необходимо отметить, что параметры воздушной среды животноводческих и птицеводческих зданий регламентированы Нормами технологического проектирования и направлены на получение максимальной продуктивности поголовья, содержащегося в таких постройках. Поэтому требования ГОСТ 12.1.005 не распространяются на воздух рабочей зоны в этих зданиях, а также в помещениях для хранения сельскохозяйственной продукции.

Заключение

Одним из необходимых условий нормальной жизнедеятельности человека является обеспечение нормальных метеорологических условий в помещениях, оказывающих существенное влияние на тепловое самочувствие человека.

^{**} При температурах воздуха 26 - 28° С скорость движения воздуха в теплый период года должна приниматься в соответствии со специальными требованиями

Метеорологические условия, или микроклимат, зависят от теплофизических особенностей технологического процесса, климата, сезона года, условий отопления и вентиляции.

Жизнедеятельность человека сопровождается непрерывным выделением теплоты в окружающую среду.

Тепловое самочувствие человека, или тепловой баланс в системе человек – среда обитания зависит от температуры среды, подвижности и относительной влажности воздуха, атмосферного давления, температуры окружающих предметов и интенсивности физической нагрузки организма

Санитарные нормы микроклимата производственных помещений № 548-96 регламентируют нормы производственного микроклимата. В них определены температура воздуха, его относительная влажность, скорость движения, оптимальные и допустимые величины интенсивности теплового облучения для рабочей зоны с учетом сезона года и тяжести трудовой деятельности.

В производственных помещениях, где невозможно установить допустимые величины микроклимата, необходимо предусматривать мероприятия по защите работающих от возможного перегревания и охлаждения.

Основным путем оздоровления условий труда в горячих цехах является изменение технологического процесса, направленное на ограничение источников тепловыделений и уменьшение времени контакта работающих с нагревающим микроклиматом, а также использование эффективного проветривания, рационализация режима труда и отдыха, питьевого режима, спецодежды.

Наиболее эффективным средством улучшения метеорологических условий является автоматизация и механизация всех процессов, связанных с нагревом изделий.

Значительно уменьшают теплоизлучение и поступление лучистой и конвекционной теплоты в рабочую зону теплоизоляция, отражательные экраны, водяные завесы, вентиляция.

Существенным фактором повышения работоспособности рабочих горячих цехов являются соблюдение обоснованного режима труда и отдыха, сокращенный рабочий день, дополнительные перерывы, комнаты отдыха, гидропроцедуры.

Для личной профилактики перегревания существенное значение имеет рациональный питьевой режим. При больших влагопотерях (более 3,5 кг за смену) и значительном времени облучения инфракрасной радиацией – 50% и более – применяется подсоленная (0,3% NaCl) газированная вода с добавлением солей калия и витаминов. При меньших влагопотерях расход солей восполняется пищей. В южных районах страны в горячих цехах применяются белково-витаминный напиток, зеленый байховый чай с добавлением витаминов и др.

В профилактике перегревов большую роль играют средства индивидуальной защиты (спецодежда из хлопчатобумажных, суконных и штапельных тканей, фибровые, дюралевые каски, войлочные шляпы и др.).

При работе на открытом воздухе в холодных климатических зонах устраивают перерывы на обогрев в специально оборудованных теплых помещениях. Важную роль играют также спецодежда, обувь, рукавицы (из шерсти, меха, искусственных тканей с теплозащитными свойствами, обогреваемая одежда и др.). Прекращение работ на открытом воздухе при низких температурах производится на основании постановления местных органов исполнительной власти.

Библиографический список

- 1. ГОСТ 12.1.005-88 «Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны».
- 2. Методические рекомендации «Оценка теплового состояния человека с целью обоснования гигиенических требований к микроклимату рабочих мест и мерам профилактики охлаждения и перегревания» N 5168-90 от 05.03.90.
- 3. Руководство Р 2.2.4/2.1.8. Гигиеническая оценка и контроль физических факторов производственной и окружающей среды
- 4. Санитарные правила и нормы СанПиН 2.2.4.548-96 «Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений»
- 5. Безопасность жизнедеятельности (медико-биологические основы) / Феоктистова О.Г., Феоктистова Т.Г, Экзерцева Е.В. M.:Феникс, 2006.
- 6. Безопасность жизнедеятельности. Учебник для студентов средних проф. учеб. Заведений // Под ред. С.В. Белова М.: Высш. шк., 2000

МИХАЙЛОВА НАТАЛИЯ АЛЕКСАНДРОВНА – магистрант, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

УДК 62

А.С. Николаев

СИСТЕМА КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА В АВТОМОБИЛЕ

Система кондиционирования воздуха в автомобиле — это одна из разновидностей системы кондиционирования воздуха, которая устанавливается в транспортных средствах и позволяет охлаждать воздух в салоне, а также устранять посторонние запахи. Автомобильная система кондиционирования отличается тем, что для его работы используется не электричество, а часть мощности, выдаваемой двигателем.

Ключевые слова: кондиционер, автомобиль, автомобильная система кондиционирования, транспортное средство.

Система кондиционирования воздуха в автомобиле — это одна из разновидностей системы кондиционирования воздуха, которая устанавливается в транспортных средствах и позволяет охлаждать воздух в салоне, а также устранять посторонние запахи. Автомобильная система кондиционирования отличается тем, что для его работы используется не электричество, а часть мощности, выдаваемой двигателем. Мощность с двигателя на кондиционер передается ременным путем. Для теплообмена радиатор кондиционера располагается в передней части автомобиля, для лучшей обдуваемости. Отвод воды от испарителя кондиционера выполняется прямо под автомобиль, поэтому зачастую можно увидеть лужу под транспортным средством во время работы кондиционера. Впервые такая установка появилась на автомобиле в качестве дополнительной опции в США в 1933 году. В основном ими оборудовались автомобили представительского класса и роскошные лимузины.

Первым автомобилем, который мог бы похвастаться кондиционером в заводской комплектации, стал Packard в 1939 году. Но данная установка стоила огромной суммы денег, это было более трети цены данного транспортного средства. Кроме того, помимо агрегатов, расположенных под капотом и в салоне, данная установка занимала почти половину багажного отделения, была малоэффективна и примитивна. Поэтому популярностью эта опция не пользовалась и после 1941 года её перестали выпускать. Между тем, бурное развитие технологий и существенный рост уровня оснащённости автомобилей в первой половине пятидесятых годов привели к тому, что уже в 1954 году кондиционер мог устанавливаться в виде дополнения на автомобиле большинства американских марок. Например, в 1952 году кондиционер был предложен в виде опции на модели Chrysler Impala. Как и в более ранних версиях, кондиционер AirTemp (кондиционер фирмы Crysler) имел основной блок, расположенный в багажнике автомобиля, но он занимал намного меньше места, чем его предшественник. Также сильно возросла производительность, теперь он мог охладить салон огромной легковой машины Crysler с 50 до 30 градусов всего за пару минут. Кроме того, в отличие от более примитивных образцов, он был практически бесшумным, имел более совершенную систему управления потоком охлаждённого воздуха, которая равномерно распределяла весь охлажденный воздух по пространству салона, и мог работать не только за счёт рекурциляции, но и за счёт приточного воздуха, который поступал в систему через большие решётки на задних крыльях автомобиля. В 1955 году эта система перебралась почти на весь модельный ряд компании Crysler Corporation. До начала эпохи автокондиционеров в южных штатах на заправочных станциях предлагалась услуга по снабжению охлаждённого воздуха в салон автомобиля. Революция автомобильных кондиционеров произошла в 1954 году, когда компания NashKelvinator была впервые предложена интегрированная система вентиляции и отопления, которая включала в себя и отопитель, и кондиционер, причём все компоненты располагались под капотом, не занимая место в багажнике. Подогретый или охлаждённый воздух попадал в салон уже как в современных автомобилях, а именно через воздуховоды, которые находились в парпризе автомобиля.

Научный руководитель: *Мельников Владимир Михайлович* – кандидат технических наук, доцент, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

[©] Николаев А.С., 2020.



Рис. 1. Автомобильный воздуховод

С этих пор почти все производители стали пользоваться такой компоновкой, что привело к развитию автокондиционеров. Соответственно, и популярность таких систем в экономически развитых США стала расти огромными темпами. К концу 80-х годов в Штатах уже около 90 процентов авто были оснащены системой кондиционирования воздуха. В СССР системы кондиционирования воздуха были уделом исключительно правительственных автомобилей. Первопроходцем стал ЗИЛ-111A, запущенный в серийное производство в 1959 году. Автомобиль оснащался кондиционером советской разработки, которая имела тот же принцип, что и зарубежные авто.



Рис. 2. Первый советский автомобиль с кондиционером.

Массовому же покупателю отечественного автопрома кондиционер стал доступен уже после распада СССР. В конце 2000-х годов такая система появилась в прайс-листах на различные модификации «Волги» 3110, а первой моделью марки Lada с устанавливаемым на заводе кондиционером стала появившаяся только в 2007 году Priora.

Принципиальная схема работ автомобильной системы кондиционирования не менялась примерно с 50-х годов. Появились лишь разного рода дополнительные фильтры, системы автоматического управления и вносились небольшие корректировки для улучшения производительности системы. Один из основных компонентов системы — компрессор, который пропускает через всю систему хладагент. А в роли хладагента выступает, как правило, фреон. Работает компрессор от двигателя: через ременной привод. Именно поэтому, когда кондиционер работает в автомобиле, возрастает расход топлива у автомобиля. Компрессор сжимает фреон, отчего тот разогревается, и направляет в конденсатор. Там фреон охлаждается от вентилятора, проходит через трубки конденсатора и переходит в жидкое состояние, а отдаваемое им тепло отводится в атмосферу радиатором. После этого хладагент проходит через систему очистки и попадает в

испаритель, где он начинает кипеть, далее он переходит в газообразное состояние и при этом сильно охлаждается. Именно этот воздух с испарителя и подается в салон при помощи вентилятора, а охлаждённый фреон снова поступает в компрессор, а после этого цикл повторяется.

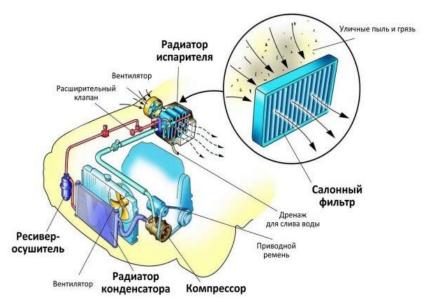


Рис. 3. Устройство кондиционера в автомобиле

Многие автомобилисты ошибочно считают, что когда работает система кондиционирования, то система отопления отключена. Кондиционер и отопитель могут работать одновременно — горячий воздух от радиатора печки и холодный воздух от испарителя перемешиваются. Радиатор отопителя и испарителя располагаются в едином блоке, рядом друг с другом, поэтому циркуляция, зачастую, обеспечивается одним и тем же вентилятором. Автомобильные системы кондиционирования могут быть двух разновидностей: кондиционер и климат-контроль. От климат-контроля кондиционер отличается тем, что второй управляется механически и ведает лишь охлаждением воздуха. Тогда как климат система управляется автоматически и не только охлаждает, но ещё и подогревает воздух, а также в определённые моменты перемешивает холодные и тёплые потоки воздуха для комфортной температуры воздуха в салоне автомобиля. Именно поэтому при наличии климат-контроля водителю достаточно лишь выбрать нужную ему температуру в салоне, и система сама подведет температуру под данный показатель. А владельцу обычного кондиционера необходимо будет постоянно включать и выключать его для комфортного поддержания температуры.

Библиографический список

- 1.Бабакин Б. С. Альтернативные хладагенты и сервис на их основе: справочное руководство / Б. С. Бабакин, В. И. Стефанчук, Е. Е. Ковтунов Москва: Колос, 2000. 160 с.
- 2. Практическое руководство по ремонту холодильных установок с конденсаторами воздушного охлаждения П. Котзлаогланиан. Перевод с французского В. Б. Сапожникова Техническая редакция В. И. Велюханова Издательство Московского университета ЗАО «ОСТРОВ» 1999—631 с. Пособие для ремонтника.
- 3. Справочное руководство по монтажу, эксплуатации, обслуживанию и ремонту современного оборудования холодильных установок и систем кондиционирования. Патрик Котзаогланиан Перевод АНОО «Учебный центр «Остров»» Москва 2007г.-826 с.

 $HUKOЛAEB\ APTEM\ CEPГЕЕВИЧ$ — магистрант, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

УДК 62

К.Е. Новикова

МИКРОКЛИМАТ - ОСНОВНОЕ ПОТРЕБИТЕЛЬСКОЕ КАЧЕСТВО ЗДАНИЯ

Здание — как среда обитания человека — должно удовлетворять ряду условий, которые включают в себя требования к системам обеспечения качества микроклимата и экологической безопасности помещений, энергетической эффективности здания, степени его интеллектуализации и гармонизации с естественной окружающей средой и т. д. [1]. Перечисленные требования к зданию как среде обитания человека есть не что иное, как совокупность потребительских качеств здания.

Ключевые слова: микроклимат, комфорт, энергоэффективность, проектирование зданий.

Здание — как среда обитания человека — должно удовлетворять ряду условий, которые включают в себя требования к системам обеспечения качества микроклимата и экологической безопасности помещений, энергетической эффективности здания, степени его интеллектуализации и гармонизации с естественной окружающей средой и т. д. [1]. Перечисленные требования к зданию как среде обитания человека есть не что иное, как совокупность потребительских качеств здания.

Действительно, современный технически образованный человек, оценивая качество жилища, будет интересоваться как минимум инженерными средствами обеспечения микроклимата, уровнем интеллектуализации помещений, гармонизацией здания с окружающей средой и на основе указанных показателей давать количественную или сравнительную качественную оценку жилища.

Конечно, потребительские качества здания включают в себя достаточно широкий перечень других показателей, например, наличие в здании вспомогательных, спортивных и других помещений, удаление здания от станции метро и т. д.

В статье будут рассмотрены главным образом те показатели потребительских качеств здания, которые относятся к нашей специальности, а именно: системы обеспечения микроклимата, экологическая безопасность, энергетическая эффективность, степень интеллектуализации, использование альтернативных источников энергии и т. д.

Безусловно, такая постановка вопроса не может умалять значимости других потребительских показателей здания, например, акустического и визуального комфорта, инсоляции помещений, конструктивных особенностей здания при строительстве в сейсмичной зоне или в зоне вечной мерзлоты и т. п.

Цель данной статьи — высказать некоторые соображения для построения методологии оценки потребительских качеств здания, относящихся к нашей специальности.

В то же время не следует преуменьшать важность этой проблемы: сегодня во всем мире при конкурсной оценке проектов вопросы обеспечения качества микроклимата и энергоэффективности здания являются определяющими.

Остановимся несколько подробнее на содержании терминов, характеризующих потребительские показатели здания, которые относятся к теме данной статьи.

Термин «системы обеспечения качества микроклимата» включает в себя устройства и оборудование для обеспечения санитарно-гигиенических показателей помещения: температуры, влажности, подвижности и газового состава воздуха, радиационной температуры помещения.

Термин «экологическая безопасность жилища» включает в себя систему показателей, значимость которых постоянно возрастает вместе с ростом знаний о радиационной активности строительных материалов и об их влиянии на самочувствие и здоровье людей, о поступлении радона, об аэрозолях и других загрязняющих веществах.

«Энергетическую эффективность здания» принято характеризовать сегодня величиной удельного расхода тепловой энергии на отопление и вентиляцию здания в холодный и переходный периоды года [2]. Однако этот показатель следовало бы понимать значительно шире, имея в виду установочную мощность

_

[©] Новикова К.Е., 2020.

Научный руководитель: *Стариков Альберт Николаевич* – кандидат технических наук, доцент, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

системы отопления, затраты энергии на кондиционирование воздуха помещений в течение летнего периода, установочную мощность системы охлаждения и, наконец, затраты энергии на климатизацию помещения в годовом периоде.

Термин «интеллектуализация здания» в соответствии с содержанием данной статьи включает в себя уровень автоматизации систем обеспечения микроклимата помещений. Однако учитывая сегодняшнюю обстановку, содержание данного термина следует дополнить требованиями к автоматизации систем пожарооповещения и тушения, безопасности и защиты от террористических актов.

Термин «Гармонизация здания с естественной окружающей средой» означает, что здание — как некоторое искусственное образование в этой среде — должно не только не разрушать или сохранять ее, но даже стремиться к улучшению этой среды. Минимум показателей влияния здания на окружающую среду включает выделение углекислого газа от сжигания топлива или бытового газа, количество сточных вод, бытовой мусор.

Возникает естественное желание иметь методику оценки потребительских качеств здания или жилища. Эта методика при ее завершении и одобрении заинтересованными организациями и ведомствами может быть использована инвесторами и собственниками жилья, а также может быть использована при проведении конкурсов проектов зданий.

Таблица 1 Критерии оценки систем обеспечения микроклимата проектируемого здания

Характеристики показателя Исходные Минимально Максимально потребительских качеств показатели необходимое улучшение возможное улучшение здания Централизованное Возможность регулирование Индивидуальное Индивидуальное регулирования в холодный регулирование в холодный регулирования в течение температуры и переходные перипереходные периоды года всего гола внутреннего воздуха оды года Возможность Регулируемая Регулируемая естественная Естественная регулирования естественная приточноприточная вентиляция и мехаприточно-вытяжная воздухообмена вытяжная ническая вентилящия помещений вентиляция вытяжная вентиляция

Уже при обдумывании возможной методологической основы для оценки потребительских качеств здания обращает на себя внимание то обстоятельство, что показатели имеют различную физическую природу и ряд из них не поддается математическому описанию с последующей возможностью нахождения оптимального сочетания показателей. В сложившейся ситуации методологической основой решения задачи оценки потребительских качеств здания может служить методология экспертных оценок [3]. В соответствии с этой методологией потребительские качества здания или жилища могут быть описаны и оценены эмпирическим набором ранжированных показателей, которые генерируются группой экспертов по различным методикам. Здесь словосочетание «эмпирический набор» означает набор потребительских качеств здания, установленный экспертами в соответствии с требованиями нормативных и других предписывающих документов, а также с учетом международного опыта требований заказчика-инвестора, с требованиями потребителей и на основе знаний и практического опыта экспертов. Ранжированный ряд (шкала порядка) используется в методологии метода экспертных оценок для оценки качества: решается вопрос сравнения по принципу «лучше-хуже», «больше-меньше», а более подробная информация о том, во сколько раз лучше или хуже, часто не требуется. Примерами ранжированного ряда являются: двенадцатибальная шкала интенсивности землетрясений, минералогическая шкала Мооса, пятибальная шкала оценки знаний и т. д.

Среди потребительских качеств здания будущий владелец, как правило, будет выделять один главный для него потребительский показатель — чаще всего это, безусловно, качество микроклимата помещений. Если же на первый план выдвигается необходимость экономии энергии, то в качестве главного показателя будет выбрана система показателей энергетической эффективности здания.

Естественно, что выбор главного потребительского показателя не исключает необходимость и целесообразность учета других потребительских показателей здания. В любом случае следует ввести иерархию показателей, дать их оценку и учитывать при принятии окончательного решения. Естественно, что иерархическая последовательность показателей также определяется группой экспертов.

Как следует из вышеизложенного, методологическая основа экспертных оценок потребительских качеств здания не является набором строго заданных правил, так что оценка значимости потребительских

Y ... (...)

качеств здания относится к компетенции группы экспертов, на которых возложена ответственность за этот выбор.

Учитывая ограниченные возможности статьи, рассмотрим очень схематично следующий пример экспертных оценок потребительских качеств здания. Предположим, что объявлен конкурс на проект 17-этажного жилого дома для строительства в Москве. Группа экспертов объявила, что при сравнении проектов главными потребительскими показателями являются требования к системам обеспечения микроклимата и энергетическая эффективность здания. Другие показатели потребительских качеств здания, такие как экологическая безопасность, степень интеллектуализации и гармонизация зданий с окружающей средой, приняты экспертами в данном случае менее значимыми.

Далее эксперты объявили, что принятые к рассмотрению потребительские качества здания характеризуются тремя уровнями показателей:

- первый уровень исходные показатели потребительских качеств зданий;
- второй уровень минимально необходимое улучшение исходных показателей;
- третий уровень максимально возможные, по мнению экспертов, улучшения исходных показателей.

В качестве исходных показателей потребительских качеств проекта приняты существующие нормативные требования к системам обеспечения микроклимата и энергетическая эффективность здания.

Выше приведены предложенные экспертами таблицы 1, 2 для оценки главных потребительских показателей проектов здания, выносимых на конкурс. Затраты энергии на отопление здания, приведенные в табл. 2, включают только компенсацию теплопотерь через ограждающие конструкции за счет теплопередачи.

Критерии оценки энергетической эффективности проектируемого злания

Таблица 2

притерии оценки энергети неской эффективности просктируемого эдиния						
Характеристики показателя	Исходные показатели	Минимально необходимое улучшение	Максимально возможное улучшение			
Затраты энергии на отопление	50 кВт•ч/м²	45 кВт•ч/м²	40 кВт•ч/м²			
Затраты энергии на вентиляцию	45 кВт•ч/м ²	39 кВт•ч/м ²	35 кВт•ч/м²			
Затраты энергии на горячее водоснабжение	110 кВт•ч/м ²	90 кВт•ч/м²	70 кВт•ч/м ²			
Использование нетрадиционных и возобновляемых источников энергии	Отсутствуют	Использование вторичного тепла	Использование нетрадиционных и возобновляемых источников энергии			
Общие затраты энергии	205 кВт•ч/м ²	174 кВт•ч/м²	145 кВт•ч/м ²			

По мнению автора, предлагаемая в статье методика оценки потребительских качеств здания или жилища содержит три ключевых положения:

- 1. Выбор главного или главных показателей потребительских качеств здания или жилища.
- 2. «Наполнение» показателей потребительских качеств их характеристиками.
- 3. Обоснование характеристик значениями «исходных показателей», значениями «минимально необходимого улучшения» и «максимально возможного улучшения» исходных показателей.

Опытные специалисты-эксперты вряд ли допустят существующую ошибку в определении главного и дополнительных показателей и в их «наполнении». Наиболее серьезная работа будет связана с обоснованием показателей «минимально необходимого улучшения», т. к. их значения содержат в неявном виде дополнительные единовременные затраты и снижение эксплуатационных расходов.

Рассмотрим это обстоятельство на примере «затрат тепла на отопление», которые будем характеризовать величиной удельного расхода тепловой энергии на отопление здания в холодный и переходные периоды и примем эту величину равной 50 кВт•ч/м² при общей потребности в тепловой энергии на отопление равной 830 000 кВт•ч. При стоимости тепловой энергии 0,36 руб./кВт•ч годовые затраты на отопление здания составляют 300 000 руб.

В соответствии с принятой в статье терминологией величина 50 кВт \bullet ч/м 2 есть «исходный показатель» потребительских качеств здания.

По мнению экспертов, «минимально необходимое улучшение» снижения затрат тепла на отопление должно составлять 10 % при сроке окупаемости не более 6 лет. В результате, возможная экономия средств должна составлять 180 000 руб. Таким образом, проектировщикам необходимо выбрать такие энергосберегающие мероприятия, обеспечивающие экономию затрат энергии на отопление здания, стоимость которых не превышает 180 000 руб. Аналогично оцениваются мероприятия по выбору оборудования, обеспечивающего «максимально возможное улучшение» исходных показателей.

Библиографический список

- 1. Табунщиков Ю. А., Бродач М. М., Шилкин Н. В. Энергоэффективные здания. М.: АВОК-ПРЕСС, 2003.
- 2. Энергосбережение в зданиях. Нормативы по теплозащите и тепловодоэлектроснабжению. МГСН.01-99.
- 3. Попырин Л. С. Математическое моделирование и оптимизации теплоэнергетических установок. М.: Энергия, 1978

НОВИКОВА КСЕНИЯ ЕВГЕНЬЕВНА — магистрант, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

УДК 62

М.С. Новожилова

АКТУАЛЬНОЕ СОСТОЯНИЕ ОТОПЛЕНИЯ И ЕГО ПРОБЛЕМЫ

В статье рассматривается состояние систем теплоснабжения в России на данный момент. Выделяются проблемы, из-за которых энергия расходуется не рационально. Предложено применение мини—ТЭЦ, как решение вопроса энергосбережения при выработке тепло- и электроэнергии.

Ключевые слова: надежность электроснабжения, актуальные проблемы России.

Жизнь современного человека требует комфорта, поэтому все возводимые в последнее время здания не могут быть сданы в эксплуатацию без высококачественных инженерных коммуникаций. Достойные условия для жизни и работы человека обеспечиваются системами теплогазоснабжения, отопления, водопроводными системами, системой водоотведения, энергообеспечения и др. Эффективность использования систем жизнеобеспечения людей во многом зависит от правильности инженерных решений. Грамотное проектирование системы отопления – одна из основополагающих задач создания комфорта для жизни человека.

История обеспечения тепла в жилище человека насчитывает много миллионов лет и первым отопительным прибором можно считать кострище посреди пещеры древнего человека. В частном секторе застройки до сих пор многие деревенские дома отапливаются «буржуйками» и дровяными печами. Если говорить о более современном периоде истории, то с 1917 году в России многие дома оснащались системами водяного и парового отопления. В послевоенном периоде большинство возводимых в то время домов были оснащены системами центрального водяного отопления, которые подключались к котельным промышленных предприятий и ТЭЦ. Однако за годы службы в трубах и радиаторах накапливается грязь и продукты коррозии металла, которые значительно снижают теплоотдачу. Старые батареи не способны полноценно отдавать тепло в помещение, их эффективность составляет от силы 70%, а для покрашенных толстым слоем краски – все 50% от возможного.

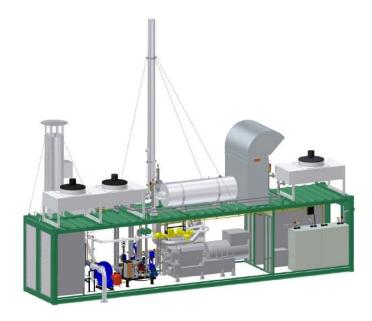
Теплоснабжение — одно из основных статей топливно-энергетического баланса нашей страны. Расчетный срок эксплуатации оборудования системы теплоснабжения (в соответствии с п.6.1.12 СП.60.13330.2016) составляет 15 лет для отопительных приборов и 25 лет для трубопроводов, тогда как оборудование эксплуатируется намного дольше, зачастую без соблюдения рекомендаций заводов — изготовителей. Как отмечают аналитики конференции «РосБизнесКонсалтинг» (2016 год), отечественная инфраструктура теплоснабжения требует проведения модернизации. Уровень потерь в тепловых сетях страны достигает 20–30 %, что почти в четыре раза выше, чем в Европе. Около 30 % жителей многоквартирных домов жалуются на недостаток тепла. Министерство энергетики приводит данные: 31 % мощностей отработали нормативный срок службы, 68 % теплосетей имеют 100 % физический износ. В связи с физическим износом и эстетически устаревшим существующим оборудованием системы теплоснабжения необходимо устанавливать оборудование, отвечающее современным требованиям энергоэффективности и надежности. Кроме того, задача системы отопления не ограничивается одной лишь функцией обогрева. Куда важнее её способность поддерживать наиболее комфортный и естественный для нашего организма микроклимат.

Температурный режим в помещении в значительной степени влияет на физиологическое и психическое состояние человека. При температуре помещения выше 30 °C, физиологическая активность человека снижается прямо пропорционально, вслед повышения температуры. При пониженной температуре работники рискуют заболеть (простуда, грипп, бронхит и т. д.). Температура в помещениях административного здания принимается согласно ГОСТ 30494–96 (например, для офисов категории 2 допустимая температура не ниже 18 °C). Если нормы не соблюдаются, то условия работы расцениваются как тяжелые и опасные для здоровья. Существует предел нижней границы температуры, который регулирует закон «О специальной оценке условий труда». В случае если в кабинете температура воздуха опускается ниже +19,

Научный руководитель: *Шеногин Михаил Викторович* — кандидат технических наук, доцент, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

[©] Новожилова М.С., 2020.

работники вправе настаивать на уменьшении рабочего дня на 1час. А если в помещениях температура ниже +13, то по закону Российской Федерации работа должна быть остановлена. Кроме этого, проектируемые в 90-х годах системы отопления Новгородской области не учитывали балансировку. Это позволяет производить точную настройку потоков теплоносителя по различным элементам отопительной системы. Следующая проблема - высокая цена на энергетические ресурсы. Вопрос об экономии энергии как никогда актуален, во всём мире ищут способы сэкономить. Например, в Исландии используют геотермальную энергетику, в Италии — солнечные батареи. В России актуален вариант, при котором экономия будет достигаться за счёт разработки теплоснабжения здания от автономного источника теплоты — пристроенная теплогенераторная. Именно близость к отапливаемому зданию делает эту систему очень выгодной — значительно сокращается расстояние от теплового генератора до приборов отопления, а значит, уменьшаются теплопотери за счет транспортировки теплоносителя.



Решить данные проблемы можно, например, установкой мини-ТЭЦ. Это установки, которые одновременно вырабатывают электрическую и тепловую энергию в агрегатах единичной мощностью до 25 МВт. Ввиду решения перечисленных проблем и необходимости модернизации системы отопления в целом, установка мини-ТЭЦ является наилучшим вариантом. Перспективными альтернативными решениями являются мини-ТЭЦ, например на основе газо-дизель-генераторов. Для получения тепловой энергии в камере сгорания используется дизельное топливо, природный или сжиженный газ. Особенно перспективны мини-ТЭЦ для отдаленных районов сельской местности. В качестве альтернативного топлива в этом случае возможно использовать биотопливо, например, метан, полученный в метантанках из отходов сельского хозяйства.

Библиографический список

- 1. Малявина Е. Г. Теплопотери здания. Справочное пособие. М.: АВОК-ПРЕСС, 2007. 144с.
- 2.Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети. Учебник для вузов. 6-е изд. перераб. М.: Изд-во МЭИ, 1999. 466с.
- 3. PocTeпло.py всё о теплоснабжении в России: Храмов С. [Электронный ресурс]. URL: http://www.rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=769.
 - 4.Венчурный инвестор [Электронный ресурс]. URL: http://www.v-investor.ru/news/113
- 5.Гид отопления.ру [Электронный ресурс]. URL:http://gidotopleniya.ru/kotly-i-kotelnoe-oborudovanie/avtonomnoe-otoplenie-v-mnogokvartirnom-dome-izuchaem-5434.

 $HOBOЖИЛОВА\ MAPUЯ\ CEPГЕЕВНА$ — магистрант, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

УДК 62

О.В. Пенькова

ОПТИМИЗАЦИЯ ГАЗОВЫХ СЕТЕЙ

Стоимость строительства газораспределительных сетей зависит от множества таких параметров, как: стоимость трубопровода, тип разрабатываемого грунта, ширина и глубина траншеи, материал трубопроводов и т.д. В статье рассмотрены ключевые моменты в строительстве сетей газоснабжения.

Ключевые слова: газоснабжение, строительство сетей газораспределения, ГРП, капиталовложения.

Стоимость строительства газораспределительных сетей зависит от множества таких параметров, как: стоимость трубопровода, тип разрабатываемого грунта, ширина и глубина траншеи, материал трубопроводов и т.д. Наиболее ярко зависимость капитальных затрат на строительство сети прослеживается от ее диаметра. Для городских газопроводов толщина стенки трубы всегда бывает больше величины, необходимой по условию прочности, поэтому стоимость городских газопроводов практически не зависит от давления газа. Стоимость земляных работ в меньшей степени зависит от диаметра труб, чем стоимость газопровода, а глубина его укладки вообще очень слабо зависит от диаметра.

Для определения зависимости стоимости газопровода от диаметра труб составляют сметы на строительство газопроводов разных диаметров при различных условиях прокладки. Эксплуатационные издержки для городских систем газоснабжения складываются из следующих основных частей: 1) амортизационных отчислений, включая расходы на капитальный ремонт; 2) расходов на текущий ремонт и обслуживание. Амортизационные отчисления, расходы на текущий ремонт и обслуживание определяют, как долю от капиталовложений. Расходы по текущему ремонту и обслуживанию городских газовых сетей в основном зависят от протяженности газопроводов и в незначительной степени от их диаметра.

ГРП (газорегуляторный пункт)-комплекс технологического оборудования и устройств, предназначенный для понижения входного давления газа до заданного уровня и поддержания его на выходе постоянным независимо от расхода газа.

Число ГРП для питания газом сетей низкого давления значительно влияет на размер капиталовложений на газификацию города. При увеличении числа ГРП уменьшаются расчетные диаметры газопроводов низкого давления и в связи с этим уменьшаются металловложения и стоимость сетей низкого давления. Одновременно с ростом числа ГРП повышается стоимость самих ГРП, а также сети среднего или высокого давления, которая питает эти пункты, так как увеличивается ее протяженность. Оптимальное число ГРП соответствует минимуму суммарных капиталовложений и эксплуатационных расходов в систему газоснабжения, т.е. минимуму приведенных затрат.

В работах П.М. Гофмана-Захарова [5], С.А. Маркова [4], А.А. Ионина [6] для выбора оптимального числа ГРП предлагается расчетно-аналитический метод. В основу этого метода заложена теоретическая модель газовой сети с правильными квадратными кварталами одинакового размера, с равномерной плотностью газопотребления на всех участках газопроводов. П.М. Гофман-Захаров рекомендует определять оптимальное число ГРП по радиусу их действия в зависимости от удельной нагрузки в сетях низкого давления. Для схематической симметричной газовой сети можно допустить с некоторой погрешностью, что между средним расходом газа и диаметром сети низкого давления существует следующая связь: $d_{cp} = (\frac{2,32Q_{cp}^{1,75}R}{\Delta p_{доп}})^{1/4,75}$

$$d_{cp} = \left(\frac{2,32Q_{cp}^{1,75}R}{\Delta p_{gog}}\right)^{1/4,75}$$

В дальнейшем расчет ведется по минимуму суммарной стоимости строительства ГРП и газопроводов:

$$K_{\sum} = \frac{K_{\text{\GammaPH}} \mathbf{e}}{R_2} + \left(c + bd_{\text{cp}}\right)L = min,$$

© Пенькова О.В., 2020.

Научный руководитель: Мельников Владимир Михайлович - кандидат технических наук, доцент, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

где $K_{\Gamma P\Pi}$ _стоимость строительства, тыс. руб., всех ГРП, газопроводов низкого давления и одного ГРП;

 $(c + bd_{cp})$ – стоимость сооружения, тыс. руб., 1м газопровода вместе с укладкой.

Недостатком данного метода оптимального числа ГРП на газовых сетях низкого давления, является то, что не учитываются изменения средней длины участка сети низкого давления, которая практически изменяется в немалом диапазоне (приблизительно от 50 до 150-300м), а также средней стоимости участков газопроводов среднего или высокого давления, подводящих газ к ГРП.

В 1957 г. В. М. Калиной [4] был предложен способ расчета оптимального числа ГРП по оптимальной нагрузке на один ГРП, позволяющий определить также конструкцию ГРП и стоимость строительства:

$$R_{\text{опт}} = 49.2 \sqrt{K_{\text{ГРП}} \Delta p^{0.21} l_{\text{ср}}^{0.82} / (Bq^{0.37})}$$

 $r_{\Pi R} = R_{0\Pi T} -$ искомый экономический радиус охвата (действия) ГРП, м.

 $K_{\Gamma \rm P\Pi}$ – стоимость строительства ГРП с учетом подводящего газопровода, тыс.руб.;

В — разница стоимости сооружения газопроводов диаметром 200 и 100 мм на 1 км, тыс.руб.; Δp – принятый расчетный перепад давления,мм .вод. ст. ; q — удельный расход газа на 1 м газопровода низкого давления, м3/ч; lcp — средняя длина участка сети, м, определяемая путем деления общей длины газопроводов на число участков.

Для определения оптимальной нагрузки $Q_{\rm OHT}$ на один ГРП формула имеет вид: $Q_{\rm OHT}=4R_{\rm OHT}^{-2}/l_{\rm cp}$

$$Q_{\text{опт}} = 4R_{\text{опт}}^2/l_{\text{ср}}$$

Данный способ приемлем для идеализированной схемы, где ГРП размещают в шахматном порядке, а ответвления от ГРП-правильными рядами.

Вывод: из изложенного видно, что расчетно-аналитический метод позволяет выбрать оптимальное число ГРП без вариантных гидравлических расчетов сетей. Трудоемкость расчета при этом минимальная. Но, с другой стороны, расчетно-аналитический метод в силу целого ряда положенных в его основу допущений и упрощений может давать значительные погрешности. Во всяком случае этот метод совершенно не учитывает ни местных особенностей каждого города (его планировки), ни особенностей распределения нагрузок газопотребления в каждом конкретном случае, не говоря уже о существующей погрешности исходной информации в стадии проектного решения.

А.М. Левин [3] и В.А. Смирнов [1] для определения оптимального числа ГРП на газовых сетях низкого давления применяют метод предварительного расчета одного варианта газопровода. В отличие от ранее описанных способов, при использовании метода предварительного расчета, во-первых, средний расход газа при любом радиусе действия определяется через заранее подсчитанный средний расход Q_0 при произвольно выбранном радиусе действия R_0 и, во-вторых, металловложения в газопроводы также рассчитываются через известное N_0 для радиуса действия ГРП R.

В работе А. М. Левина оптимальное число ГРП определяется по минимуму суммарных капиталовложений в газопроводы и ГРП:

$$n_{\text{опт}} = 0.37 \left(\frac{N_0 r}{K_{\text{ГРП}}} \right)^{0.78},$$

 $_{\Gamma \text{Де}} N_0 = N_1 n_1^{0.28}$ (здесь N_1 – металловложения в газопроводы низкого давления , рассчитанное для некоторого числа ГРП n 1;r-условная стоимость единицы массы металла.)

Разработанный А.М. Левиным метод определения оптимального числа ГРП с предварительным расчетом одного варианта газовой сети позволяет в какой-то мере учесть местные особенности схемы газоснабжения города (так как требует предварительного просчета газовой сети при некотором числе ГРП, равном n1), конфигурацию и планировку жилых кварталов, характер распределения нагрузок и т.п. Однако, в данном способе не учитываются годовые эксплуатационные расходы на обслуживание ГРП и сети, а также стоимость строительства газопроводов среднего или высокого давления, подводящего газ к ГРП.

Все описанные методы определения оптимального числа ГРП на газовых сетях низкого давления игнорируют фактически существующую погрешность исходной информации, которая вносит существенные поправки в принимаемые решения. Вследствие этого приведенные детерминированные расчеты являются мнимо точными.

Таким образом, задача оптимизации газовых сетей сводится к оптимальной трассировке газопрово-

Таким образом, задача оптимизации газовых сетей сводится к оптимальной трассировке газопроводов и выбору оптимального положения и количества ГРП. Необходимо разработать инженерную методику выбора количества и расположения сетевых ГРП, лишенную выше перечисленных недостатков.

Библиографический список

- 1.Смирнов В. А. Технико-экономическое обоснование схем газоснабжения, М., Стройиздат, 1964, 187 с.
- 2. Ляуконис А. Ю. Оптимизация городского газоснабжения. Л.: Недра, 1989, 302 с.
- 3. Левин А. М. Определение оптимального количества газорегуляторных пунктов на газовых сетях низкого давления, сб. «Новое в эксплуатации и проектировании газового хозяйства городов», Гостех-издат, УССР, 1956, с.99–109.
- 4.Гофман-Захаров П. М. О технико-экономических предпосылках построения городских газоразводящих систем низкого давления. «Газовая промышленность», 1956, № II, c22–24.
 - 5. Ионин А. А. Газоснабжение. М., Стройиздат, 1981, 414 с.

ПЕНЬКОВА ОЛЬГА ВАЛЕРЬЕВНА — магистрант, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

УДК 62

Ю.А. Пигарина

СРАВНЕНИЕ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Выбор оптимальной системы кондиционирования воздуха для общественных зданий представляется сложной и неоднозначной задачей. Это объясняется многообразием возможных схемных решений и трудностями оценки стоимостных и эксплуатационных параметров систем. В статье приводятся результаты сравнения двух систем: центральной системы с количественно-качественным регулированием и системы «чиллер — фэнкойлы».

Ключевые слова: фэнкойл, воздушная система с переменным расходом воздуха, водо-воздушная система, многозональная система, чиллер

Следует отметить, что недостаточное внимание архитекторов к вопросам инженерного оборудования зданий и неоправданное занижение площадей для размещения этого оборудования очень часто исключают саму возможность поиска оптимального решения. Поэтому во многих случаях проектировщик отдает предпочтение одной и той же опробованной системе, не требующей сложных согласований с архитектором. При этом совершенно очевидно, что один тип системы, даже при всей его универсальности, не может быть всегда оптимальным.

В литературе приводятся результаты сопоставлений различных систем кондиционирования воздуха. Однако нам кажется, что публикаций на эту тему совершенно недостаточно и данный вопрос не утратил своей полемичности и актуальности.

Среди большого разнообразия систем центрального кондиционирования наиболее распространенными являются следующие:

- воздушная система с постоянным расходом воздуха CAV;
- воздушная система с переменным расходом воздуха VAV:
- водо-воздушная система VWV (система «чиллер фэнкойлы»);
- фреоно-воздушная система VRV (мультисистема с наружными и внутренними блоками).

Воздушная система с постоянным расходом воздуха (CAV), на наш взгляд, должна быть исключена из сопоставления, так как имеет строго определенную область применения.

Системы «чиллер – фэнкойлы» (VWV) и мультисистема (VRV) практически идентичны по процессам обработки воздуха и энергетическим затратам. По капитальным затратам они также не должны сильно отличаться, так как используемое в них оборудование аналогично по функциональным признакам. Поэтому для дальнейшего анализа можно оставить любую из этих систем.

Итак, останавливаемся на сопоставлении центральной системы с количественно-качественным регулированием (VAV) и системы «чиллер – фэнкойлы» (VWV).

Краткая характеристика сопоставляемых систем

Прежде чем приступить к сопоставлению, уточним различия в работе выбранных систем.

Система VAV является многозональной системой количественно-качественного регулирования. При максимальной потребности в холоде каждая зона обслуживаемых помещений получает от такого центрального кондиционера расчетное количество холодного воздуха с постоянной температурой порядка +16 °C. Зональный доводчик контролирует этот расход. По мере снижения потребности в холоде в данной зоне уменьшается количество подаваемого холодного воздуха, пока эта величина не снизится до санитарной нормы (т.е. осуществляется количественное регулирование).

Поскольку подача воздуха в количестве, соответствующем санитарной норме, является минимально возможной, то в дальнейшем, когда тепловой баланс в зоне становится отрицательным, в работу включается воздухонагреватель зонального доводчика, поддерживая требуемую температуру в помещении за счет догрева подаваемого воздуха (т.е. осуществляется качественное регулирование).

Научный руководитель: *Стариков Альберт Николаевич* – кандидат технических наук, доцент, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

[©] Пигарина Ю.А., 2020.

Основной недостаток систем с количественно-качественным регулированием заключается в том, что расчетный расход воздуха по борьбе с теплоизбытками может существенно превышать количество воздуха, определенного по санитарным нормам. Это приводит к необходимости использовать в системе более громоздкое оборудование и воздуховоды.

В отдельных случаях может отсутствовать необходимость догрева подаваемого воздуха, и система будет осуществлять только количественное регулирование. Этот случай аналогичен переходу с четырехтрубной схемы подключения фэнкойлов на двухтрубную схему.

Фэнкойлы устанавливаются в каждом помещении и могут работать в режиме качественного или количественного регулирования. Не следует забывать, что при использовании системы VWV необходима дополнительная установка приточной вентиляции, рассчитанной на подачу в здание свежего воздуха в объеме не ниже санитарной нормы.

Сопоставление систем наиболее правильно производить по приведенным затратам с учетом как капитальных, так и эксплуатационных расходов. Поскольку величина капитальных затрат зависит от множества факторов, в том числе и случайных, мы полагаем, что есть смысл сопоставлять системы по основным эксплуатационным показателям — ежегодным затратам на производство тепла и холода.

Ниже будет показано и оценено основное преимущество системы с количественно-качественным регулированием, а именно возможность при определенных параметрах наружного климата резко уменьшить или даже довести до нуля потребность в использовании искусственного холода, а также тепла.

Сравнение величины холодопотребления в течение года

Для получения наглядных результатов в качестве примера был выбран конкретный многоэтажный торгово-развлекательный центр, находящийся на стадии проектирования. Здание имеет суммарную площадь более $65000~{\rm M}^2$ и характеризуется значительными теплоизбытками в теплый период года. В холодный период года теплоизбытки уменьшаются, но при полной загрузке здания могут достигать 50% от летней величины. Район строительства — Новосибирск.

Процесс обработки воздуха в центральном кондиционере для расчетного режима теплого периода года выглядит следующим образом. Наружный воздух в минимальном количестве по саннорме проходит через теплоутилизатор, частично охлаждается, затем смешивается с максимальным количеством рециркуляционного воздуха, охлаждается в воздухоохладителе до необходимой температуры (порядка +15 °C), нагревается в вентиляторе на один градус и подается в помещение.

Отличие процесса обработки воздуха в системе «чиллер – фэнкойлы» заключается только в том, что охлаждение воздуха осуществляется децентрализованно.

Нагрузки по холоду в обеих системах в расчетный теплый период одинаковы, однако очевидно, что эффективность систем определяется не только и не столько величиной расчетных нагрузок, а суммарными годовыми затратами тепла и холода.

По мере отклонения фактических параметров наружного воздуха от расчетных, изменение нагрузок в сопоставляемых схемах происходит совершенно по-разному. Чтобы проанализировать эти изменения, разделим всю область наружного климата на зоны (рис. 1).

Зона 1 – температура или теплосодержание наружного воздуха выше расчетных параметров теплого периода.

Процесс обработки воздуха совпадает с описанным выше процессом для расчетного режима. Очевидно, что в этой зоне требуемые затраты холода превышают расчетные. Если система кондиционирования не запроектирована с запасом по холодопроизводительности, то в этой зоне параметры воздуха в помещении будут отклоняться от расчетных (повышается температура в помещении).

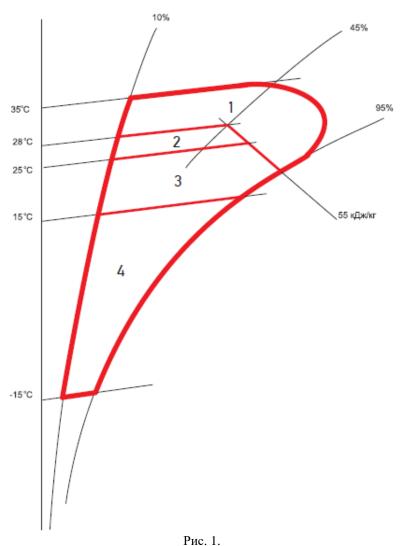
Для определения суммарных затрат холода для каждой из зон необходимо воспользоваться климатологическими данными повторяемости сочетаний параметров наружного воздуха (температуры и влажности) для конкретного места строительства. Для Новосибирска мы использовали опубликованные данные Р.Н. Давыдова [1], приняв за основу односменную работу помещений здания.

Продолжительность стояния параметров наружного климата для Новосибирска в пределах зоны 1 (температура наружного воздуха выше +28 °C) составляет 204 ч.

Затраты холода для обеих систем одинаковы и составляют в нашем примере 762960 кВт-ч (табл. 1).

Зона 2 располагается между изотермами расчетной температуры наружного воздуха и температуры помещения ($\pm 23...\pm 25$ °C). Справа эта зона ограничена линией расчетного теплосодержания наружного возлуха.

Процесс обработки воздуха не меняется по сравнению с зоной 1 для обеих сопоставляемых схем. Продолжительность стояния параметров в пределах зоны 2 составляет 112,7 ч. Часовое потребление холода будет меньше, чем в зоне 1, так как температура наружного воздуха ниже. Затраты холода для обеих систем одинаковы (табл. 1).



гис. 1.

Таблица 1

Сравнение расходов тепла и холода в системах кондиционирования воздуха (односменная работа), кВт·ч

Зона наружного климата	Температурные границы зоны (для условий Новосибирска)	Длительность стояния параметров наружного климата, ч	Центральный кондиционер	Система «чиллер – фэнкойлы»	Отношение расходов
Теплый период года					
Зона 1	Выше +28 °С	204,0	762 960	762 960	1,00
Зона 2	+25+28 °C	112,7	340 522	340 522	1,00
Зона 3	+15+25 °C	758,5	1 049 850	1 819 659	1,73
Зона 4	−15+15 °C	2 112,0	-	2 725 929	_
Зона 5	-39−15 °C	464,6	-	481 450	_
Итого за год		3 651,8	2 153 332	6 130 520	2,85
Холодный период года					
Расчетный расход тепла	_	_	1 531	2 513	1,64
Итого за год	_	_	171 077	1 677 976	9,80

Зона 3 расположена между изотермами температуры помещения и температуры за воздухоохладителем (\pm 15 °C). Справа зона ограничена линиями расчетного теплосодержания наружного воздуха и относительной влажности 95%. Продолжительность стояния температур в этой зоне составляет 758,5 ч.

Процессы обработки воздуха для рассматриваемых систем отличаются:

- а). Система с центральным кондиционером: поскольку температура наружного воздуха ниже температуры помещения, система переключается с режима подачи минимального количества наружного воздуха на режим 100%-ной подачи наружного воздуха. При этом значительная часть теплоизбытков помещения поглощается этим воздухом.
- б). Система «чиллер фэнкойлы»: количество приточного воздуха остается все время на уровне санитарной нормы, т.е. минимальным, поэтому количество холода, вносимого этим воздухом, существенно ниже, чем в центральном кондиционере. Соответственно, существенно возрастают затраты холода (табл.).

Зона 4 располагается ниже изотермы воздухоохладителя; нижняя граница этой зоны проходит по изотерме, которая определяется из условия обеспечения процесса обработки приточного воздуха без использования воздухонагревателей. Для нахождения этой границы используется уравнение теплового баланса смеси, состоящей из минимального количества наружного воздуха и максимального − рециркуляционного. В нашем случае эта температура равна −15 °C. Продолжительность стояния температур в этой зоне 2112 ч.

а). Система с центральным кондиционером: на верхней границе зоны в помещение подается 100% наружного воздуха, а затем расход наружного воздуха постепенно уменьшается, пока не достигнет минимальной величины, т.е. саннормы, а количество рециркуляционного воздуха увеличивается от нуля до максимума.

Постепенное уменьшение количества наружного воздуха осуществляется из условия постоянного поддержания температуры смеси равной расчетной температуре за воздухоохладителем. При этом, естественно, не расходуется ни холод, ни теплота на обработку подаваемого в помещение воздуха.

Итак, в диапазоне наружного климата от +15 до -15 °C в системе с количественно-качественным регулированием нет затрат ни тепла, ни холода.

б). Система «чиллер – фэнкойлы»: поскольку количество наружного воздуха в этой системе всегда находится на минимальном уровне, то количество холода, вносимое наружным воздухом, может оставаться недостаточным для борьбы с избыточным теплом в помещении до тех пор, пока теплоизбытки существенно не уменьшатся, поэтому при использовании данной схемы в зоне 4 по-прежнему расходуется холод.

Приточный воздух должен подаваться в помещение с температурой не ниже +16 °C. Это значит, что при использовании данной системы наружный воздух в зоне 4 должен предварительно нагреваться в воздухонагревателе приточной установки до температуры +15 °C.

Таким образом, в этой зоне при использовании фэнкойлов одновременно тратится теплота на нагрев приточного воздуха и холод для снятия теплоизбытков в помещении.

Суммарные затраты холода в четвертой зоне для системы «чиллер – фэнкойлы» составляют в нашем примере 2725929 кВт•ч (табл.).

Зона 5 в нашем примере располагается ниже расчетной изотермы -15 °C до изотермы расчетной температуры наружного воздуха холодного периода (-39 °C для Новосибирска). Продолжительность стояния температур для этой зоны 464,6 ч. Затраты холода в этой зоне также существуют только для системы «чиллер – фэнкойлы» и составляют 481450 кВт $^{\bullet}$ ч (табл.).

Сравнение двух выбранных систем по общему годовому расходу холода показывает, что для системы центрального кондиционирования с количественно-качественным регулированием суммарный расход (зоны 1, 2 и 3) составляет 2153332 кВт•ч, а в системе «чиллер – фэнкойлы» (зоны 1, 2, 3, 4 и 5) – 6130520 кВт•ч.

Годовые затраты холода при использовании системы «чиллер – фэнкойлы» почти втрое (в 2,85 раза) превышают аналогичные затраты в центральной системе кондиционирования с количественно-качественным регулированием.

Сравнение затрат теплоты на нагрев наружного воздуха

- 1. Расчетная нагрузка по теплу
- а). В системе центрального кондиционирования в расчетном холодном режиме обработка приточного воздуха происходит в следующей последовательности: наружный воздух в объеме санитарной нормы с расчетной температурой (–39 °C) нагревается в теплоутилизаторе, смешивается с максимальным количеством циркуляционного воздуха и поступает в воздухонагреватель, где доводится до температуры +15 °C. Затем воздух вентилятором подается в помещение. Ассимилируя теплоизбытки, воздух нагревается до температуры помещения. Часть воздуха удаляется, а часть возвращается на рециркуляцию. Расчетный расход тепла составляет для рассматриваемого примера 1531 кВт.

- б). В системе «чиллер фэнкойлы» расчетный расход тепла для прямоточной приточной установки с теплоутилизатором определяется из условия нагрева приточного воздуха от температуры на выходе из утилизатора до +15 °C и составляет 2513 кВт.
 - 2. Определение годовых затрат на нагрев приточного воздуха
 - а). Система центрального кондиционирования.

Как уже отмечалось ранее, теплота на нагрев наружного воздуха в данной системе начинает расходоваться только при температуре наружного воздуха ниже значения, определяемого из уравнения теплового баланса смеси наружного и рециркуляционного воздуха (–15 °C в нашем примере). Суммарный расход теплоты за год составляет 171077 кВт•ч.

б). Система «чиллер – фэнкойлы».

При применении фэнкойлов потребность в нагреве наружного воздуха в приточной установке наступает в тот момент, когда теплоутилизатор уже не может нагревать наружный воздух до температуры +15 °C. Соответствующая этому режиму температура наружного воздуха может быть легко рассчитана. Суммарный расход теплоты за год для данной системы в нашем примере составляет 1677976 кВт•ч.

Анализ полученных результатов

- 1. Расход холода в расчетный теплый период года одинаков для обоих сопоставляемых вариантов систем кондиционирования воздуха и составляет для данного примера 3740 кВт.
- 2. Годовые затраты холода для системы «чиллер фэнкойлы» почти в три раза превышают аналогичные затраты холода в центральной системе с количественно-качественным регулированием.
- 3. Холодильное оборудование системы «чиллер фэнкойлы» вынуждено работать круглогодично, в то время как в центральном кондиционере холодильное оборудование включается в работу только в теплый период года при температуре наружного воздуха выше $+15\,^{\circ}\mathrm{C}$.
- 4. Расчетный расход тепла в центральной системе составляет 60% от расхода системы «чиллер фэнкойлы».
- 5. Годовые затраты тепла в системе «чиллер фэнкойлы» почти в 10 раз превышают аналогичные затраты центральной системы кондиционирования воздуха.

Выводы

При значительных тепловых избытках в здании система центрального кондиционирования VAV существенно эффективнее системы VWV, так как позволяет обеспечить экономию холода в течение года и тепла в холодный период года.

Кроме того, существенным преимуществом первой системы является тот факт, что холодильная установка используется только в теплый период года при температуре наружного воздуха выше $+15\,^{\circ}$ С. При использовании же системы «чиллер — фэнкойлы» необходимо эксплуатировать холодильную установку круглогодично, что значительно усложняет ее обслуживание и увеличивает износ оборудования.

Отрицательный эффект от применения системы «чиллер – фэнкойлы» может быть несколько сглажен за счет дополнительной установки системы фрикулинга (free cooling). Это позволяет сократить продолжительность работы чиллера в течение холодного периода года. Однако затраты холода могут быть сокращены при этом только на 15–18%. К тому же, установка фрикулинга дополнительно усложняет систему охлаждения.

Библиографический список

1. Давыдов Р.Н. Диаграмма наружного воздуха для г. Новосибирска. Наладка и проектирование систем промышленной вентиляции и кондиционирования воздуха // Минмонтажспецстрой СССР. М.: ЦБТИ, 1970.

ПИГАРИНА ЮЛИЯ АЛЕКСАНДРОВНА — магистрант, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

УДК 62

Н.А. Смирнов

МИКРОКЛИМАТ, КОМФОРТ И КАЧЕСТВО ВОЗДУХА

В статье приводится расчет необходимого воздухообмена, что является достаточно сложной задачей. Несмотря на давность проблемы отечественные и зарубежные данные об оптимальном воздухообмене до сих пор противоречивы и нередко недостаточно обоснованы.

Ключевые слова: качество воздуха, воздухообмен, удельные нормы воздухообмена, допустимые концентрации загрязняющих веществ.

Расчет необходимого воздухообмена является достаточно сложной задачей. Несмотря на давность проблемы отечественные и зарубежные данные об оптимальном воздухообмене до сих пор противоречивы и нередко недостаточно обоснованы.

Увеличение воздухообмена повышает комфортность; с другой стороны — усложняются системы вентиляции и воздухораспределения, увеличиваются энергетические затраты на обработку и транспортировку наружного приточного воздуха.

Первоочередным в данной дилемме, бесспорно, является обеспечение безопасности и комфортности пребывания людей в помещении, причем энергетические затраты на вентиляцию должны оставаться на приемлемом уровне.

Одним из основных показателей комфортности помещений является состав и чистота (качество) воздуха.

Качество воздуха в помещении зависит от многих факторов: качества наружного воздуха; наличия в помещении источников загрязнений, мощности и расположения этих источников; способа и конструкции системы вентиляции и кондиционирования воздуха, способов управления и надежности эксплуатации этих систем и т. п.

Воздух в помещении не должен содержать загрязняющих веществ в концентрациях, опасных для здоровья человека или вызывающих дискомфорт. К подобным загрязнениям относятся различные газы, пары, микроорганизмы, табачный дым и некоторые аэрозоли, например, пыль. Загрязняющие вещества могут попадать в помещения вместе с наружным приточным воздухом, от источников загрязняющих веществ в помещении, в том числе продуктов жизнедеятельности людей, технологических процессов, мебели, ковров, строительных и декоративных материалов.

Существующая норма величины воздухообмена базируется на расчете воздухообмена по допустимому уровню углекислоты (CO_2), предложенному M. Pettenkofer в позапрошлом веке в качестве критерия степени чистоты воздуха помещений. Вместе с тем, в современных городах, где основными источниками углекислоты являются продукты сгорания топлива, допустимый ее уровень, предложенный M. Pettenkofer, в определенной степени теряет свое значение, т. к. повышенная концентрация CO_2 в этих условиях зачастую еще не говорит о загрязнении воздуха помещений в связи с недостаточной его вентиляцией.

Как же сегодня решаются эти вполне банальные вопросы качества и количества вентиляционного воздуха? Рассмотрим их на примере современного здания с офисными помещениями.

В офисных помещениях чаще всего применяются раздельные системы отопления и вентиляции, что в целом является оправданным в условиях большинства регионов России.

Сегодня, как правило, в подобных зданиях устраивается система приточно-вытяжной механической вентиляции (кондиционирования воздуха). Схема организации воздухообмена – в подавляющем большинстве случаев – перемешивающая вентиляция с использованием вентиляторных конвекторов или внутренних блоков сплит-систем. В этом случае задача системы вентиляции – обеспечение чистоты воздуха. Очень редко в отечественной практике применяются системы с переменным расходом воздуха, вытесняющая вентиляция, излучающие панели.

В настоящее время используются две методики для определения минимально необходимого воздухообмена, достаточного для обеспечения в помещении допустимого качества воздуха [1, 2, 3]:

Научный руководитель: *Шеногин Михаил Викторович* — кандидат технических наук, доцент, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

[©] Смирнов Н.А., 2020.

- 1. Методика на основе удельных норм воздухообмена, когда количество наружного воздуха устанавливается в зависимости от назначения помещения и режима его эксплуатации. Эта методика применятся для расчета величины воздухообмена в помещениях, в которых, как правило, не предполагается изменения их назначения, величины и характера поступающих в помещение загрязняющих веществ в период эксплуатации.
- 2. Методика на основе расчета допустимых концентраций загрязняющих веществ, когда необходимое качество воздуха определяется в зависимости от величины и характера загрязняющих веществ в помещении. Эту методику рекомендуется применять для расчета величины воздухообмена в помещениях, которые могут изменять свое назначение и (или) режим работы в период эксплуатации, в которых могут присутствовать или появиться интенсивные источники загрязняющих веществ и т. п.
- 3. Методика на основе удельных норм воздухообмена нашла свое отражение в отечественных и зарубежных нормативно-методических документах.

Применительно к офисным помещениям предлагаются следующие значения удельных норм:

- СНиП 2.09.04-87 «Административные и бытовые здания» [4]. Здесь указывается кратность воздухообмена 1,5 ч $^{-1}$ (площадь помещения менее 36 м 2 , площадь помещения на 1 работающего 4 м 2), т. е. воздухообмен при высоте помещения 3 м составит 18 м 3 /ч 4 -чел.*
- * Здесь и ниже под «воздухообменом» подразумевается количество приточного наружного воздуха, соответствующего требованиям Γ H 2.1.6.1338-03 [5] и имеющего концентрацию CO_2 не выше 400 ppm (1 ppm [cm³/м³] = 0,12 x 10⁻⁶ x [ppm] x M x P/T [г/м³], где М молекулярная масса; Р давление [Па]; Т температура [K].)

Для помещений площадью более 36 м² воздухообмен предлагается рассчитывать из условия ассимиляции тепло-, влаговыделений.

- МГСН 4.10-97 «Здания банковских учреждений» [6]. Здесь указывается кратность воздухообмена 2,0 ч⁻¹ (площадь помещения на 1 работающего 6 м²), т. е. воздухообмен при высоте помещения 3 м составит 36 м³/ч•чел.
- СНиП 31-05-2003 «Общественные здания административного назначения» [7]. Здесь указываются два показателя: 20 м³/ч•чел. или 4 м³/ч•м² (площадь помещения на 1 работающего 6,5 м²), т. е. воздухообмен при высоте помещения 3 м составит 26 м³/ч•чел.

Документы [4, 6, 7] ссылаются на СНиП 41-01-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование» [1], где во всех редакциях после 1982 года предписывается предусматривать воздухообмен 60 м³/ч•чел. для помещений, не имеющих естественного проветривания, и 40 м³/ч•чел. в случаях, если оно есть.

Стандарт ASHRAE 62–1999 «Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality» [2] предлагает принимать для офисов воздухообмен 36 м 3 /ч 4 чел., при этом офисная площадь составляет 14,3 м 2 /чел. В Стандарте не говорится, как установить величину воздухообмена для других значений плотности размещения людей. С формальной точкой зрения, если сопоставить площадь 14,3 м 2 /чел. с принятой в [7], воздухообмен должен составлять 79,2 м 3 /ч 4 чел.

В Стандарте ABOK-1-2004 «Здания жилые и общественные. Нормы воздухообмена» [3] сделана попытка гармонизировать отечественные нормы и нормы Стандарта [2]. Стандарт ABOK был одобрен Госстроем России, согласован с Мосгосэкспертизой и распространяется на все помещения, в которых параметры микроклимата обеспечиваются в соответствии с требованиями ГОСТ 30494-96 [8]. В стандарте предложено принимать для офисов и рабочих кабинетов, как и в [1], воздухообмен 60 м ³/ч•чел.

В [3] рассмотрены химические, физические и биологические загрязняющие вещества, поступающие, выделяющиеся или образующиеся в помещении и способные повлиять на качество воздуха.

В частности, вслед за [6] отмечается, что нормы удельного воздухообмена установлены таким образом, что при подаче наружного воздуха требуемого качества в достаточном количестве происходит разбавление биоэффлюентов человека. Биоэффлюенты — твердые частицы, запахи и другие загрязняющие вещества, обычные для офисных помещений. При этом достигается допустимый уровень качества воздуха в помещениях. Критерии комфортности (включая запах) с учетом биоэффлюентов, вероятно, будут выполнены, если воздухообмен достаточен для поддержания концентрации углекислого газа внутри помещения не более чем на 1 250 ррт выше концентрации углекислого газа в наружном воздухе.

Это положение является определенным «мостиком» между методикой на основе удельных норм воздухообмена и методикой на основе расчета допустимых концентраций загрязняющих веществ.

В Стандарте ANSI/ASHRAE 62.1-2004, 62.1-2007 [9] (эти редакции стандарта, в отличие от предыдущих, распространяются исключительно на общественные здания) предлагается определять расход наружного воздуха в обслуживаемой зоне по следующей формуле:

$$L = NL_{\text{удел}}^{\text{чел}} + F_{\text{пом}}L_{\text{удел}}^{\text{м2}}, (1)$$

где L – расход воздуха в помещении;

n — число людей в помещении;

 F_{nom} – площадь пола помещения;

 $L^{uen}_{y\partial en}$ и $L^{u2}_{y\partial en}$ — удельные расходы воздуха в помещении на 1 чел. и на 1 м 2 пола помещения соответственно.

В стандарте предлагаются следующие значения удельных показателей для помещений офисов:

 $L^{\text{чел}}_{\text{удел}} = 9,0 \text{ м}^{\frac{3}{2}}/\text{ч-чел.}$ и $L^{\text{м}^2}_{\text{удел}} = 1,1 \text{ м}^3/\text{м}^2$ при плотности размещения 20 м²/чел.

Таки образом, расход воздуха на 1 человека составит $31,0\,\mathrm{m}^3/\mathrm{u}$ -чел., что меньше, чем в предыдущей редакции стандарта ($36\,\mathrm{m}^3/\mathrm{u}$ -чел.). Если допустить, что удельный воздухообмен на $1\,\mathrm{m}^2$ пола помещения не изменился (относительно [2]), то воздухообмен должен составлять $43\,\mathrm{m}^3/\mathrm{u}$ -чел.

Структура формулы (1) позволяет предположить, что вредные выделения в помещении от человека и от окружающих его поверхностей, предметов обстановки, оборудования и т. п. одинаковые. Их эквивалентом, по-видимому, является углекислый газ, а в помещении имеются как бы два источника вредных выделений разной интенсивности. Дифференцированный учет вредных выделений от людей и «самого помещения» представляется правильным, хотя количественная их оценка вызывает определенные сомнения. Дифференцированный учет имеет важное прикладное значение, поскольку позволяет определять необходимый воздухообмен в зависимости от загруженности помещения в разные периоды суток, например, в рабочее и нерабочее время.

В Стандарте [9] при определении воздухообмена используется понятие «эффективность воздухообмена», аналогичное [1], характеризующее схему организации воздухообмена в помещении и знак тепловой нагрузки на систему вентиляции (охлаждение – нагрев).

Формула, аналогичная (1) имеется и в европейском стандарте CEN 2005 (подробнее об этом см. [10]). Разница состоит в численных значениях удельных расходах воздуха в помещении на 1 человека и на 1 м 2 пола помещения, $L^{uen}_{y\partial en}$ и $L^{m2}_{y\partial en}$.

В зависимости от класса офиса значение Lчелудел колеблется в пределах $36-14.4 \text{ м}^3/\text{ч}$ •чел. и, соответственно, $L^{M2}_{y\partial e\pi}$ – $7.2-2.9 \text{ m}^3/\text{m}^2$.

Таким образом расход воздуха на 1 человека составит 123,0-50 м³/ч•чел. Если допустить, что удельный воздухообмен на 1 м² пола помещения не изменился (относительно [2]), то воздухообмен должен составлять 200-82,0 м³/ч•чел.

Существенная разница между [9] и [10] объясняется подбором испытуемых: для [9] брались люди, адаптированные к загрязнению воздуха в помещении; в [10] – не адаптированные, «свежие» люди.

Методика на основе расчета допустимых концентраций загрязняющих веществ предусматривает, что количество воздуха, необходимого для ассимиляции вредных выделений, определяется из уравнения материального баланса (уравнения Селиверстова [11]):

$$C = \frac{M_{\rm sp}}{L_{\rm np}} + C_{\rm np} - \left(\frac{M_{\rm sp}}{L_{\rm np}} + C_{\rm np} - C_{\rm 0}\right) e^{-\frac{L_{\rm np}}{V_{\rm new}}},$$

где $M_{\it sp}$ — количество выделяющихся вредностей;

 L_{np} — величина воздухообмена;

c, c_{np} и c_0 – концентрация вредностей в помещении в момент времени τ , в приточном воздухе и начальная в помещении соответственно;

 V_{nom} – объем помещения;

t – время.

Для установившегося воздушно-теплового режима помещения $(t \to \infty)$ и при равномерном распределении концентраций по высоте (MV) имеем «стандартное» уравнение материального баланса (2), которое имеет вид

$$L = \frac{M}{K(c_{yq} - c_{np})},$$
(3)

где K – коэффициент эффективности воздухообмена, характеризующий неравномерность распределения концентраций вредных выделений по высоте помещения:

$$K = \frac{c_{yA} - c_{np}}{c_{o3} - c_{np}},$$
(4)

где c_{o3} – концентрация вредностей в обслуживаемой зоне;

 c_{vo} — концентрация вредностей в удаленном воздухе.

Для того чтобы воспользоваться уравнением (2), необходимо установить, какие вредности и в каком количестве имеются в офисном помещении, какова концентрация их в наружном воздухе и какова их ПДК, обладают ли эти вредности эффектом суммации действия, какова величина коэффициент эффективности воздухообмена.

В настоящее время принято считать, что основными вредностями в офисных помещениях являются продукты жизнедеятельности человека, в первую очередь углекислый газ. Это положение было введено в гигиеническую практику М. Pettenkofer еще в позапрошлом веке. Кроме углекислого газа загрязнителями воздуха в помещениях офисов служат антропотоксины, а также вредные выделения, содержащиеся в приточном наружном воздухе, и вредные выделения от элементов интерьера помещения — ограждающих конструкций, покрытий, предметов обстановки и т. п. Таким образом, становится очевидным, что определяющим при установлении необходимого воздухообмена являются исследования, выполненные врачамигигиенистами.

По результатам гигиенических исследований, проведенных в нашей стране [12, 13], наиболее точные данные об оптимальном воздухообмене помещений могут быть получены на основе прямого определения антропотоксинов – продуктов жизнедеятельности человека и других внутренних источников загрязнения (биоэффлюентов).

Роль антропотоксинов в формировании воздушной среды замкнутых герметизированных систем достаточно полно освещена лишь в специальной литературе. Отмечается, что присутствие человека в герметически закрытых объемах повышает концентрацию органических кислот, кетона, окиси углерода и углеводородов до уровня их ПДК. Естественно, что в обычных условиях эксплуатации жилых и общественных зданий накопления в негерметичных помещениях антропотоксинов до уровней, способных вызвать четко выраженное токсическое действие, не происходит. Однако даже относительно невысокие концентрации большого количества токсических веществ не безразличны для человека и способны влиять на его самочувствие, работоспособность и здоровье.

Проведенные нами исследования [12] подтвердили, что воздушная среда помещений, невентилируемых или вентилируемых недостаточно, ухудшается пропорционально числу лиц и времени их пребывания в помещении. Масс-спектрометрический анализ проб воздуха помещений позволил идентифицировать в них ряд токсических веществ 2—4 классов опасности. 20 % выявленных антропотоксинов относится к классу высокоопасных веществ. Хотя их концентрации меньше ПДК, однако, вместе взятые свидетельствуют о неблагополучии воздушной среды, поскольку даже двух-, четырехчасовое пребывание в этих условиях отрицательно сказывается на показателях умственной работоспособности исследуемых. Взаимодействие комплекса веществ, входящих в состав антропотоксинов, весьма сложно, но большинство из них обладает суммарным токсическим эффектом. Поэтому для определения оптимального воздухообмена нами использовался суммарный показатель, применяемый для оценки токсичности газовоздушных смесей, содержащих многочисленные компоненты на уровне ПДК каждого из них. По данным ряда авторов смесь считается безопасной, если сумма отношений обнаруженных концентраций отдельных ингредиентов к предельно допустимым их концентрациям не превышает единицу или равна ей.

Суммарный показатель загрязнения воздуха приближался к единице при подаче на одного человека $170~{\rm M}^3/{\rm q}$ (если допустимый уровень углекислоты принять по К. Флюгге $1~000~{\rm ppm}^*$) и $210~{\rm M}^3/{\rm q}$ (если принять в качестве допустимого уровня содержания ${\rm CO}_2$ по М. Pettenkofer $-~800~{\rm ppm}$). Весомость углекислого газа, по которой ранее только и велся расчет воздухообмена, в суммарном показателе токсичности не превышает 20—40 %. Поэтому если при установлении искомой величины оптимального воздухообмена ориентироваться только на ${\rm CO}_2$, то его необходимая величина при допустимом уровне углекислоты в воздухе помещений $1~000~{\rm ppm}$ составит около $20~{\rm M}^3/{\rm q}$, т. е. почти в $8~{\rm pas}$ будет меньше оптимальной.

Для всестороннего обоснования оптимального воздухообмена изучалась также скорость и степень эвакуации всех эндогенных загрязнений, возникающих в результате жизнедеятельности человека и эксплуатации помещений. Эти исследования, а также расчет воздухообмена, проведенный нами, с учетом необходимости удаления тепловыделений человека, также показали, что оптимальный воздухообмен составляет порядка 200 м³/ч•чел.

Минимально необходимый воздухообмен уточнялся нами в натурных условиях в рабочих помещениях офисного здания с кондиционированием воздуха.

Результаты анализа воздушной среды помещений и анкетного опроса служащих показали улучшения качества воздуха и последовательное снижение числа жалоб на воздушный дискомфорт при увеличении воздухоснабжения выше $40 \text{ м}^3/\text{ч}$ -чел., причем количество жалоб составляет 25 % и меньше лишь при воздухообмене $60 \text{ м}^3/\text{ч}$ и более. Оценка функционального состояния исследуемых свидетельствовала, что работоспособность служащих значительно улучшается при воздухообмене $60-80 \text{ м}^3/\text{ч}$ -чел. (p < 0,05).

Приведенные данные были получены применительно к условиям организованного воздухообмена, который имеет место в общественных зданиях.

Резюмируя вышеприведенные данные следует отметить, что до сих пор на практике по количеству CO_2 принято судить о чистоте воздуха в помещениях и степени их вентиляции. Содержание CO_2 равное 0,1 % является в настоящее время гигиеническим регламентом. Практически CO_2 сыграл положительную

роль и применяется для расчета потребного воздухообмена в помещениях, служит критерием для оценки чистоты комнатного воздуха и работы вентиляционных систем.

Возникает вопрос о том, насколько эта норма обоснована. М. Pettenkofer исходил из мысли об использование двуокиси углерода как косвенного показателя загрязнения воздуха жилых и общественных зданий летучими продуктами обмена веществ человека, содержащимися в выдыхаемом воздухе, выделениях пота и дурно пахнущих газов с поверхности его тела и одежды. В современных городах, где основным источником СО₂ чаще всего служит сгорание топлива, норма, предложенная М. Pettenkofer, теряет значение косвенного санитарного показателя. В этих условиях настаивать на ее соблюдении означало бы снизить концентрацию СО₂ во внешней атмосфере, что связано с крайне дорогостоящими мероприятиями по уменьшению выбросов СО₂. На это можно было бы пойти только в том случае, если бы было доказано, что углекислый газ сам по себе оказывает нежелательное с гигиенической точки зрения действие на человека в таких концентрациях, как 1 000 ppm. Между тем, исследования о физиологическом действии концентрации СО₂ ниже 10 000 ppm [13] показали, что нежелательные сдвиги в функции внешнего дыхания отмечаются при действии СО₂ в концентрации свыше 5 000 ppm. При концентрации 500–1 000 ppm никаких отрицательных явлений не отмечается. Данные величины не внесены в официальные регламенты ПДК, т. к. СО₂ является природной компонентой атмосферного воздуха и лишь ориентировочным гигиеническим регламентом.

СП 2.5.1198-03 «Санитарные правила по организации пассажирских перевозок на железнодорожном транспорте» [14], п. 3.4.8. устанавливают величину концентрации углекислого газа в воздухе помещений вокзалов. Концентрация в зоне дыхания пассажиров не должна превышать 1 000 ppm.

Аналогичные значения концентрации ${\rm CO}_2$ в офисных помещениях рекомендуются и в зарубежной литературе.

По данным Olli Seppa.. nen [15] при концентрации углекислого газа в офисном помещении ниже 800 ppm такие симптомы, как воспаление глаз, заложенность носа, воспаление носоглотки, проблемы, связанные с дыхательной системой, головная боль, усталость и сложность с концентрацией внимания, которые возникали у сотрудников при более высокой концентрации CO₂, значительно снижались.

По данным Adrie van der Luijt [16], исследования Middlex University (UK) и мониторинг качества воздуха в офисах, выполненный компанией КLMG, показали, что уровень углекислого газа в офисе должен составлять 600–800 ppm. В ходе наблюдений, проведенных с участием 300 взрослых людей, было установлено, что более высокий уровень CO_2 снижает концентрацию внимания на 30 %. При концентрациях выше 1500 ppm – 79 % опрошенных испытывали чувство усталости, а при уровне выше 2000 ppm – две трети из них заявили, что не в состоянии сосредоточиться. 97 % из тех, кто страдает время от времени мигренью, заявили, что головная боль появляется у них уже при уровне 1000 ppm.

Измерения в офисах и на улицах Москвы показали, что в ряде офисов уровень CO₂ достигал 2 000 ррт и выше. Уровень углекислого газа на улицах колебался в показателях до 1 000 ррт, но измерения были сделаны не в самые неблагополучные дни, с точки зрения климатической обстановки.

Высокая концентрация CO_2 — одна из основных причин синдрома «больного здания». Потери крупного правительственного офиса (2 500 сотрудников) вследствие плохого качества воздуха в ценах 1990 года составили 400 000 фунтов-стерлингов.

Ученый из Великобритании Д. С. Робертсон пишет в журнале Current Science, Vol. 90, No. 12, 06.25.2006: «При концентрации CO₂ 600 ppm в помещении люди начинают чувствовать признаки ухудшения качества воздуха. Когда концентрация CO₂ становится выше этого уровня, некоторые люди начинают испытывать один и несколько классических симптомов отравления углекислотой, таких как проблемы с дыханием, учащенный пульс, головная боль, снижение слуха, гипервентиляция, потливость, усталость».

Концентрация СО₂ в атмосферном воздухе составляла в середине 1960-х годов примерно [17]:

- 360 ppm в малых населенных пунктах;
- $-440 \ ppm-в \ средних городах;$
- − 550 ppm в крупных городах.

По данным [8], приложение C, предлагается принимать концентрацию ${\rm CO_2}$ в атмосферном воздухе 300–500 ppm.

Человек при работе в учреждении выделяет 0,023 м³/ч•чел. углекислого газа [17].

В [9], приложение D, приводится величина выделений CO_2 человеком при спокойной работе сидя – 0,019 м³/ч•чел. Здесь же указывается, что величина выделений CO_2 зависит от рациона питания человека. При преимущественном потреблении углеводов выделения CO_2 составят 0,022 м³/ч•чел. Оба значения [9] и [17] практически совпадают.

Теперь имеются все исходные данные для расчета необходимого воздухообмена на основе расчета допустимых концентраций загрязняющих веществ, хотя бы по загрязнению углекислым газом. Если воспользоваться уравнением (2), удельная величина воздухообмена будет существенно различаться от места расположения здания и принятого значения ПДК. Для ПДК, в 1 000 ррт, воздухообмен составит:

- в малых населенных пунктах $36 \text{ м}^3/\text{ч}$ •чел.;
- в средних городах -41 м³/ч•чел.;
- в крупных городах 51 м³/ч•чел., если концентрация CO_2 в наружном воздухе принята в соответствии с [9], что близко к рекомендациям [1, 12].

Значение величины воздухообмена (для крупного города) почти в 2 раза превышает рекомендации [9]. Предложенный в Стандарте ASHRAE 62.1-2004, 62.1-2007 метод определения воздухообмена вызывает сомнения.

- 1. Концентрация углекислого газа в помещении при воздухообмене в 31 м 3 /ч, выделений от человека 23 л/ч и $c_{\text{нар}} = 0.5$ л/м 3 составит 1 240 ppm, что превышает рекомендуемые значения, даже без учета вредных выделений от «самого помещения».
- 2. Насколько нам известно, в беседе с профессором Bjarne W. Olesen, директором Международного центра по качеству воздуха и энергосбережению, рекомендуемые в стандарте величины воздухообмена не основываются на объективных физиологических реакциях человека, а получены путем статистической выборки среди людей, адаптированных к внутренней воздушной среде (количество удовлетворенных -80%).

Кроме того, становится очевидным, что при больших загрязнениях приземного слоя атмосферного воздуха, что имеет место в мегаполисах, воздухообмен резко возрастает. Это обстоятельство делает бессмысленным приток наружного воздуха. Выход – применение абсорбера углекислого газа, рациональное размещение воздухозабора, управляемые системы вентиляции (с переменным расходом воздуха или работающие периодически в периоды минимального загрязнения атмосферы).

Изучение загрязнений атмосферного воздуха при проектировании высотного здания «Commerzbank» во Франкфурте-на-Майне, Германия, показало, что на высоте 10 этажа загрязнения воздуха минимальны.

Проектирование оптимальных схем и режимов работы вентиляционной системы, учитывающих фактическое загрязнение внутреннего и наружного воздуха, например, по датчику CO₂, загруженность помещения персоналом, объем помещения (все эти факторы легко учитываются, если воспользоваться уравнением (2)), позволит существенно уменьшить эксплуатационный расход вентиляционного воздуха и решить проблему эффективного расходования энергии без ухудшения качества воздуха.

С медико-гигиенической позиции важно учитывать, что нарушение природного состава атмосферного воздуха или загрязнение его посторонними вредными токсическими веществами вызывают целый ряд патофизиологических изменений в организме человека. Для предотвращения этих процессов необходим контроль за качеством воздушной среды по всем ингредиентам, а не только CO_2 , и эффективностью действия вентиляционных устройств. Наиболее полное представление о качественных параметрах воздушной среды закрытых помещений следует получать с помощью комплексной оценки среды, для чего помимо традиционного изучения содержания углекислоты целесообразно исследование:

- а) продуктов метаболизма организма человека;
- б) токсичных выделений из строительных материалов;
- в) запыленности;
- г) бактериальной обсемененности;
- д) ионного режима помещений.

Установление оптимальных параметров воздушной среды становится особенно важным в последние годы в связи с необходимостью обеспечения человеку комфортных условий пребывания и разработки прогрессивных систем климатизации. Это является достаточно сложной задачей, так как человек постоянно подвергается в помещениях воздействию целого ряда факторов воздушной среды, о которых сказано выше, но благодаря научно-техническому прогрессу возможно вне зависимости от погодных, атмосферных и антропогенных условий обеспечивать оптимальные для человека параметры.

Поскольку деятельность человека, направленная на создание искусственной воздушной среды, в наши дни имеет крайне важное значение, то на современном этапе необходимо сочетание усилий экологов, гигиенистов, инженеров по дальнейшей углубленной работе в области оптимизации воздушной среды помещений с помощью современной техники с учетом предыдущих и новых исследований.

Библиографический список

- 1. СНи
П 41-01-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование».
- 2. ASHRAE 62-1999 «Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality».

- 3. Стандарт ABOK-1-2004 «Здания жилые и общественные. Нормы воздухообмена».
- 4. СНиП 2.09.04-87 «Административные и бытовые здания».
- $5.\ \Gamma H\ 2.1.6.1338-03$ «Предельно-допустимые концентрации (ПДК) загрязняющих веществ в атмосферном воздухе населенных мест».
 - 6. МГСН 4.10-97 «Здания банковских учреждений».
 - 7. СНиП 31-05-2003 «Общественные здания административного назначения».
 - 8. ГОСТ 30494-96 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях».
 - 9. ASHRAE 62.1-2004, 62.1-2007 «Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality».
 - 10. Ventilation Systems. Edited by Hazim D. Awbi. London and New York. 2008.
- 11. А. Н. Селиверстов. Вентиляция фабрично-заводских помещений. Т.1. НКТП СССР. ОНТИ. М, Госстрой-издат, 1934.
- 12. Ю. Д. Губернский. Гигиенические аспекты обеспечения оптимальных условий внутренней среды жилых и общественных зданий. Автореферат докторской диссертации. М., 1976.
 - 13. О. В. Елисеева. К обоснованию ПДК двуокиси углерода в воздухе // Гигиена и санитария. 1964. № 8.
- $14.\ C\Pi\ 2.5.1198-03$ «Санитарные правила по организации пассажирских перевозок на железнодорожном транспорте».
 - 15. Olli Seppa..nen. Tuottava toimisto 2005. Raportti b77. Loppuraportti 2005.
- 16. Adrie van der Luijt. Management CO2 levels cause office staff to switch off // Director of Finance online.
- 17. Справочник по теплоснабжению и вентиляции в гражданском строительстве. Киев: Госстройиздат УССР, 1959.

СМИРНОВ НИКОЛАЙ АНДРЕЕВИЧ — магистрант, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

УДК 62

Е.Д. Дыновская

ПРОЦЕССЫ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Системы кондиционирования и вентиляции воздуха стали неотъемлемой частью нашей повседневной жизни. Их цель обеспечить нормальные условия жизнедеятельности в жилых и производственных помещениях, объектах промышленного, транспортного и индивидуального предназначения. Основные задачи систем кондиционирования: обеспечить соблюдение санитарных норм жизнеобеспечения комплексно включая в технологический процесс регулирование давления, температуры, влажности и чистоты воздуха в помещении. Поддержание параметров достигается за счет подачи приточного воздуха, который проходит предварительную обработку (нагрев, охлаждение, увлажнение, осущение). В данной статье рассмотрены основные простейшие процессы обработки влажного воздуха среди которых: нагрев и охлаждение в поверхностных аппаратах, увлажнение воздуха паром, обработка водой. Изучение этих процессов дает начальное представление кондиционировании влажного воздуха и дает возможность перейти к расчетам для получения заданных параметров микроклимата.

Ключевые слова: температура, давление, относительная влажность, процессы обработки воздуха, h-d диаграмма.

Системы вентиляции и кондиционирования предназначены для обеспечения оптимальных и комфортных условий жизнедеятельности в жилых и производственных помещениях, а также в объектах промышленного, транспортного и индивидуального предназначения. Они предназначены обеспечить соблюдение санитарных норм жизнеобеспечения комплексно включая в технологический процесс регулирование давления, температуры, влажности и чистоты воздуха в помещении. [1]

Воздух, находящийся внутри помещений, может изменять свой состав, температуру и влажность под действием самых разнообразных факторов: изменений параметров наружного (атмосферного) воздуха, выделения тепла, влаги, пыли и вредных газов от людей и технологического оборудования. В результате воздействия этих факторов воздух помещений может принимать состояния, неблагоприятные для самочувствия людей или препятствующие нормальному протеканию технологического процесса. Чтобы избежать чрезмерного ухудшения качества внутреннего воздуха, требуется осуществлять воздухообмен, то есть производить смену воздуха в помещении. При этом из помещения удаляется загрязненный внутренний воздух и взамен подается более чистый, как правило, наружный, воздух. [2,8]

В атмосферном воздухе всегда содержится то или иное количество влаги в виде водяного пара. Такая смесь сухого воздуха с водяным паром называется влажным воздухом. Кроме водяного пара, влажный воздух может содержать мельчайшие капельки воды (в виде тумана) или кристаллы льда (снег, ледяной туман). Водяной пар во влажном воздухе может быть в насыщенном или перегретом состоянии. Смесь сухого воздуха и насыщенного водяного пара называют насыщенным влажным воздухом. Смесь сухого воздуха и перегретого водяного пара называют ненасыщенным влажным воздухом. При невысоких (близких к атмосферному) давлениях, с достаточной для технических расчетов точностью, можно рассматривать и сухой воздух, и водяной пар как идеальные газы. При расчетах процессов с влажным воздухом обычно рассматривается 1 кг сухого воздуха. Переменной величиной является количество содержащегося в смеси пара. Поэтому все удельные величины, характеризующие влажный воздух, относятся к 1 кг сухого воздуха (а не к смеси). [3]

Как и у любого вещества, у влажного воздуха есть основные параметры, определяющие его состояние, и достаточно двух независимых из них, чтобы полностью определить его состояние. Однако, из-за сложности ввиду неравновесности, а также для удобства описания процессов обычно выделяют 6 основных параметров влажного воздуха. Перечислим их:

Научный руководитель: *Мельников Владимир Михайлович* – кандидат технических наук, доцент, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

[©] Дыновская Е.Д., 2020.

T. OF THE STATE OF

- 1. Давление (абсолютное), Р, атм;
- 2. Температура, t, К или С;
- 3. Относительная влажность, ф, %;
- 4. Энтальпия, h, кДж/кг*С;
- 5. Влагосодержание, d, г/кг;
- 6. Парциальное давление водяного пара, p_n , Па. [4,9]

Наиболее полное представление о возможных состояниях влажного воздуха с использованием всех шести вышеперечисленных параметров дает h-d диаграмма влажного. Диаграмма влажного воздуха дает графическое представление о связи параметров влажного воздуха и является основной для определения параметров состояния воздуха и расчета процессов тепловлажностной обработки. Диаграмма влажного воздуха h - d была создана в 1918 году известным ученым-теплотехником Л.К. Рамзиным (1887-1948). Он построил ее, столкнувшись с большими трудностями аналитического расчета процессов сушки влажного торфа в топках паровых котлов. В настоящее время h - d диаграмма широко применяется при расчете и проектировании процессов сушки различных материалов, при кондиционировании воздуха и во всех тех случаях, когда приходится иметь дело с процессами изменения состояния влажного воздуха. Для большей наглядности и в целях рационального использования площади чертежа h – d диаграмма строится не в прямоугольной, а в косоугольной системе координат. Вертикальная ось является осью энтальпий, наклонной осью служит ось влагосодержаний d. [5]

При проектировании систем вентиляции и кондиционирования воздуха приходиться встречаться с различными процессами изменения состояния воздуха. Эти изменения происходят при нахождении воздуха как в обслуживаемых помещениях, так и в аппаратах, предназначенных изменять состояния воздуха в заданном направлении. [6,7]

Наиболее простыми процессами тепловлажностной обработки воздуха, используемые в системах кондиционирования, являются: процесс нагрева и охлаждения (с осущением) воздуха в поверхностных аппаратах, увлажнение воздуха паром, обработка воздуха водой (адиабатный и политропные процессы). Рассмотрим различные процессы изменения состояния воздуха при подводе и отводе от него теплоты и влаги.

При нагревании (процесс H-K на рис. 1) или охлаждении (процесс H2-K на рис. 1) воздуха без добавления или удаления из него водяных паров происходит только изменение температуры воздуха без изменения его влагосодержания. Если влажный воздух охлаждается ниже точки росы, процесс сопровождается выпадением конденсата на твердых поверхностях и охлаждение воздуха приводит к его осушке (процесс H2-K2 на рис.1).

Процесс нагрева в поверхностном воздухонагревателе будет описываться:

$$Q_T = c_B G_B(t_K - t_H)$$

$$Q_{T(B)} = G_B(h_K - h_H)$$

$$Q_{T(W)} = c_W G_W(t_K - t_H)$$

Процесс охлаждения в поверхностном воздухоохладителе:

$$Q_{X(B)} = G_B(h_K - h_H)$$

$$Q_{X(W)} = c_W G_W(t_{W_2} - t_{W_1})$$

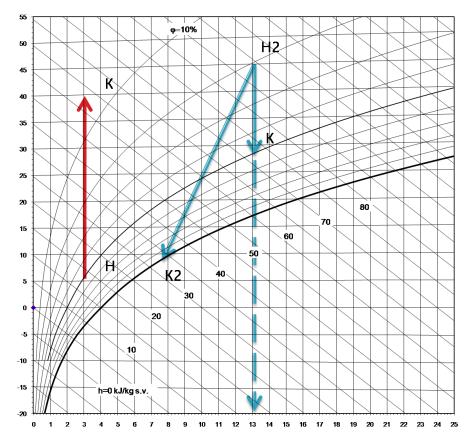


Рис. 1. Процнессы нагрева и охлаждения

 $_{\Pi \mathrm{pu}} t_{noe} > t_{p}$ охлаждение происходит без конденсации влаги:

$$d_{K} = d_{k_{1}}$$

$$c_{B}\Delta t = \Delta h$$

$$Q_{X} = c_{B}G_{B}\Delta t = G_{B}\Delta h$$

При $t_{nos} < t_p$ процесс сопровождается выпадением конденсата на твердых поверхностях и охлаждение воздуха приводит к его осушке:

$$d_{K} < d_{H}$$

$$Q_{X} = G_{B}(h_{H} - h_{K_{2}}) = [c_{B}G_{B}(t_{H} - t_{K_{2}})] + [rG_{B}(d_{H} - d_{K_{2}})]$$

Процесс увлажнения воздуха подачей водяного пара можно рассмотреть по расчетной схеме 1.

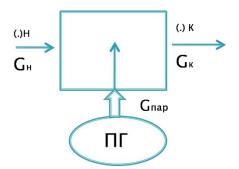


Рис. 2. Схема расчетная форма

$$(d_H * G_B) + (G_{nap}) = (d_K * G_B)$$

$$(h_H * G_B) + (r * G_{nap}) = (h_K * G_B)$$

$$\frac{(h_K - h_H)}{(d_K - d_H)} = \frac{\Delta h}{\Delta d} = r = 2500 \left(\frac{\kappa \cancel{H} \cancel{J} \cancel{J} \cancel{J} \cancel{J}}{\kappa 2}\right) = 2,5 \left(\frac{\kappa \cancel{H} \cancel{J} \cancel{J} \cancel{J}}{2}\right)$$

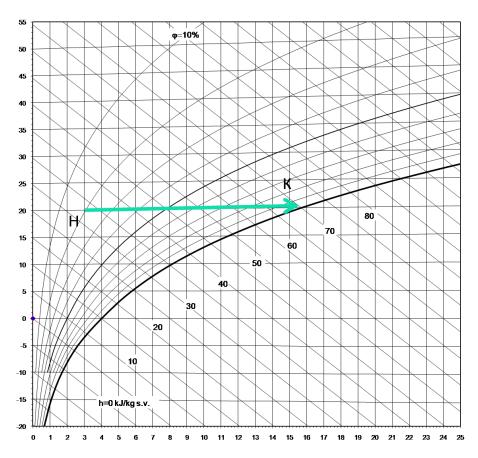


Рис. 3. Процесс увлажнения воздуха

Процесс обработки воздуха водой рассматривается как процесс тепломассообмена между поверхностью капли воды и воздухом. В идеальных условиях (при $F \to \infty$ и $\tau \to \infty$) конечные параметры воздуха (K) зависят от температуры воды. Адиабатное увлажнение (рис. 3, H-K) широко применяется в системах кондиционирования, в частности, в оросительной камере, где с помощью форсунок производится распыление воды.

Все процессы, кроме адиабатного (рис.3 H-K), называют политропными (рис. 3 H-K1\K2\K3\M). (2) Адиабатный процесс:

$$\begin{aligned} -Q_{\scriptscriptstyle \mathcal{R}\mathcal{B}\mathcal{H}} &= c_{\scriptscriptstyle B}G_{\scriptscriptstyle B}(t_{\scriptscriptstyle H}-t_{\scriptscriptstyle K}) \\ +Q_{\scriptscriptstyle \mathcal{C}\mathcal{K}\mathcal{P}} &= r[G_{\scriptscriptstyle B}(d_{\scriptscriptstyle M}-d_{\scriptscriptstyle H})] \\ Q_{\scriptscriptstyle \mathit{NO}\mathcal{T}\mathcal{H}} &= -Q_{\scriptscriptstyle \mathcal{R}\mathcal{B}\mathcal{H}} + Q_{\scriptscriptstyle \mathcal{C}\mathcal{K}\mathcal{P}} = 0 \\ Q_{\scriptscriptstyle \mathit{NO}\mathcal{T}\mathcal{H}} &= G_{\scriptscriptstyle B}(h_{\scriptscriptstyle H}-h_{\scriptscriptstyle K}) = 0 \\ h_{\scriptscriptstyle H} &= h_{\scriptscriptstyle K} = h_{\scriptscriptstyle M} \\ E &= \overrightarrow{\overrightarrow{HK}} = \overrightarrow{t_{\scriptscriptstyle H}} - t_{\scriptscriptstyle K} \\ \overrightarrow{HM} &= t_{\scriptscriptstyle H} - t_{\scriptscriptstyle K} \\ \overrightarrow{t_{\scriptscriptstyle H}} - t_{\scriptscriptstyle M} &= t_{\scriptscriptstyle H} - t_{\scriptscriptstyle K} \\ \overrightarrow{t_{\scriptscriptstyle H}} - t_{\scriptscriptstyle M} &= t_{\scriptscriptstyle H} - t_{\scriptscriptstyle K} \end{aligned}$$

Таким образом, можно сделать вывод:

 $\Delta h > 0$: нагрев : увлажнение $\Delta h > 0$ $\Delta d > 0$ $\Delta d < 0$

: охлаждение : осущение

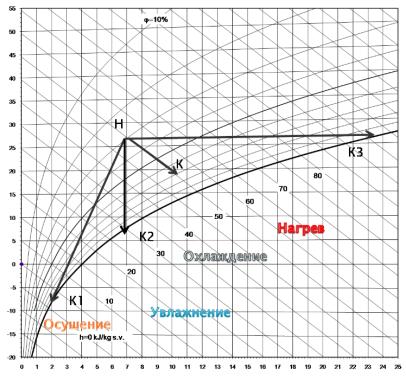


Рис. 4.

Основные задачи систем кондиционирования воздуха является поддержание оптимальных и допустимых параметров воздуха в объектах кондиционирования. К основным параметрам влажного воздуха относятся: давление, температура, влажность, чистота воздуха в помещении и др. Для обеспечения данных параметров необходимо изучать процессы обработки воздуха в системах кондиционирования. Знание этих процессов дает возможность рассчитать заданные параметры микроклимата в объекте кондиционирования.

Библиографический список

- 1. Кондиционирование и вентиляция/ Учебное пособие для магистров РГАТА / Пиралишвили III. А., - Рыбинск: РГАТА, 2002. - 80 с.
- 2.Вентиляция общественных зданий. Курс лекций / Ивашкевич А.А. , Хабаровск: Хабаровский Государственный технический университет, 2002.
- 3.Основы теории кондиционирования воздуха: Учебное пособие. /Кемеровский технологический институт пищевой промышленности. / Расщепкин А.Н., Архипова Л.М., Кемерово: Хабаровский Государственный технический университет, 2006. 78 с.
 - 4.Влажный воздух. Параметры влажного воздуха. // AboutDC.ru URL: http://www.aboutdc.ru/page/354.php
- 5.В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин "Техническая термодинамика" . М.: Издательство МЭИ., 2008. 416 с.
- 6.Стефанов Е.В. Вентиляция и кондиционирование воздуха. СПб.: Издательство "Авок Северо-Запад", 2005. 400 с.
 - 7.Изельт П., Арндт У. Кондиционирование воздуха // http://www.technosphera.ru/lib/book/10?read=1
 - 8. Учебник для технологических факультетов // http://www.bibliotekar.ru/spravochnik-139santehnika/20.htm
 - 9.Вентпром // http://www.ventprom.spb.ru/#&panel1-2.
- 10. Коченков Н.В. Проблема разработки научно-методических основ создания систем кондиционирования воздуха для помещений с разнохарактерными нагрузками // Вестник Международной академии холода. 2014. №3. С. 48 52.

- 11. Коченков Н.В., Коченков В.Н. Сравнительная оценка годовых энергозатрат в центральной и децентрализованной системах кондиционирования воздуха // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. 2014. № 3. С. 37-49.
- 12. Коченков Н.В., Немировская В.В. Содержательная постановка задачи векторной оптимизации для систем кондиционирования воздуха // Вестник Международной академии холода. 2012. №1. С. 40 - 43. 13. Цыганков А.В., Белоглазова (Фонякова) А.С. Комплексная оценка эффективности систем кондициониро-
- вания воздуха в помещениях жилых зданий // Вестник Международной академии холода. 2011. №4. С. 33 -36.

ДЫНОВСКАЯ ЕКАТЕРИНА ДМИТРИЕВНА – магистрант, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

УДК 62

А.П. Кретов

АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Использование метода испарительного охлаждения в холодильных системах и применительно к системам кондиционирования воздуха оптимально для местности с сухим и жарким климатом, однако при повышенной влажности этот метод неприменим.

Ключевые слова: кондиционирование воздуха, кондиционирование, альтернативные системы, солнечные кондиционирующие системы, холодильные кондиционирующие системы, абсорбционный цикл

Использование метода испарительного охлаждения в холодильных системах применительно к системам кондиционирования воздуха оптимально для местности с сухим и жарким климатом, однако при повышенной влажности этот метод неприменим. Предварительное осущение воздуха твердыми или жидкими сорбентами позволяет эффективно использовать испарительное охлаждение в любых климатических условиях [1–3, 5–11]. Применение открытого абсорбционного цикла обеспечивает новые возможности для создания перспективного поколения холодильных систем и систем кондиционирования воздуха. Цикл работоспособен на малых перепадах температур, в целом экологически чист и характеризуется малым потреблением энергии. В качестве греющего источника здесь можно использовать низкопотенциальное тепло, природный газ либо солнечную энергию. Источником последней в практическом смысле может быть гелиосистема с плоскими солнечными коллекторами, т. е. самый дешевый и надежный тип гелиосистемы, разработанный и освоенный авторами [7–10] для горячего водоснабжения, теплоснабжения и включающий, в зависимости от требуемой мощности, необходимое количество коллекторов и бак-теплоаккумулятор.

Схема (рис. 1 и 2 — рассмотрен вариант альтернативной солнечной системы кондиционирования воздуха — АСКВ), как правило, состоит из осущительной части и блока испарительного охлаждения воды или воздуха. Раствор абсорбента циркулирует на линии абсорбер-десорбер (регенератор), обеспечивая непрерывность цикла осущения воздушного потока.

В десорбере тепло, необходимое для регенерации абсорбента, обеспечивается гелиосистемой с плоскими солнечными коллекторами 6 (7, 8, 9 — солнечные коллекторы, бак-аккумулятор, дополнительный греющий источник соответственно). Охлаждение абсорбера обеспечивается, как правило, вентиляторной градирней. В качестве основных элементов приведенные схемы включают абсорбер 3 (осущитель воздуха), десорбер 4, предназначенный для солнечной регенерации абсорбента, испарительный охладитель 1 и систему регенеративных теплообменников, необходимость в которых продиктована малыми располагаемыми температурными напорами. Воздушный поток состояния А (например, свежий наружный воздух) при осущении в абсорбере 3 снижает влагосодержание x_g и температуру точки росы t_{dp} , что обеспечивает значительный потенциал охлаждения в испарительном охладителе.

Рассматриваемым системам присущи характерные проблемы: значительные габариты тепломассообменной аппаратуры, в связи с малыми движущими силами процессов, необходимость обеспечить малые сопротивления движению потоков через тепломассообменные аппараты (ТМА), что, с учетом значительного количества аппаратов, входящих в систему, представляет известные трудности, а также правильный выбор рабочего тела (абсорбента) и греющего источника для регенерации абсорбента и, таким образом, поддержания непрерывности цикла. В отношении последнего чрезвычайно перспективно использование энергии солнца.

Снижение габаритов и сопротивления аппаратуры решается использованием тепломассообменной аппаратуры пленочного типа с многоканальными насадочными структурами, что обеспечивает требуемую компактность. Дополнительная интенсификация процессов обеспечивается использованием регулярной шероховатости рабочих поверхностей [4].

© Kpc108 A.11., 2020.

[©] Кретов А.П., 2020.

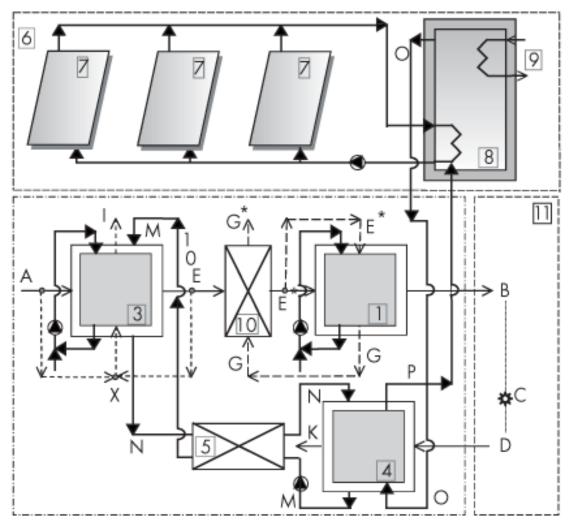


Рис. 1. Принципиальная схема альтернативной системы кондиционирования воздуха (рециркуляционная): - аппаратура (выделено): 1 — непрямой испарительный охладитель; 3 — абсорбер с внутренним испарительным охлаждением, 4 — десорбер с внутренним теплообменником-нагревателем; 5, 10 — теплообменники; 6 — гелиосистема; 7 — солнечный коллектор; 8 — бак-аккумулятор; 9 — дополнительный греющий источник; 11 — помещение; - потоки теплоносителей: А — наружный воздух; Е — осущенный воздух; І — вспомогательный воздушный поток из абсорбера; Е* — воздух на входе в непрямой испарительный охладитель; В — в помещение; G* — вспомогательный воздушный поток из непрямого испарительного охладителя; D — воздух из помещения; К — выброс воздуха из десорбера; М — крепкий раствор абсорбента; N — слабый раствор; О, Р — теплоноситель из солнечной водонагревательной системы; С — состояние воздуха в помещении.

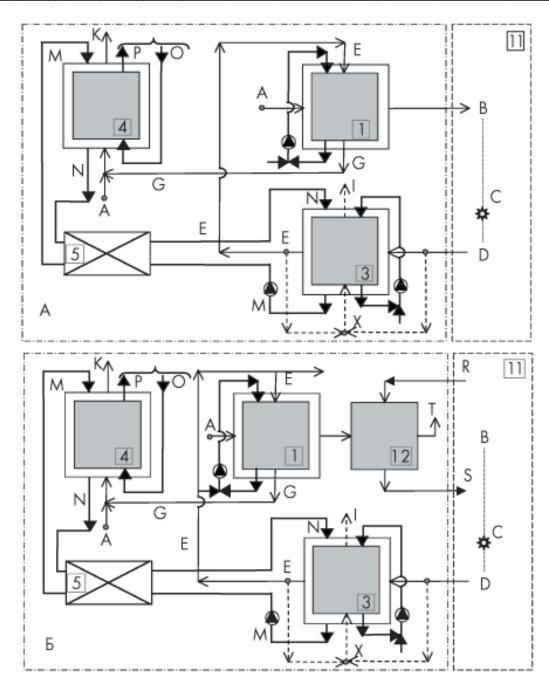


Рис. 2. Принципиальная схема альтернативной системы кондиционирования воздуха (рециркуляционная), с подачей осушенного воздуха из помещения в «мокрую» часть непрямого испарительного охладителя: А — получение воздуха с требуемыми термовлажностными параметрами; Б — получение охлажденной воды.

Обозначения по рис. 1, дополнительно: R, S — охлажденная вода в помещение

Переход к ТМА совмещенного типа, когда в пределах одного аппарата реализуются сразу несколько процессов, основной и вспомогательный, значительно сокращает число ТМА в разработанных схемах (рис. 1, 2) относительно аналогичных схем, разработанных ранее, где каждый этап технологического процесса последовательно осуществляется в своем типе аппарата [1–3, 6–9].

Примером такого рационального совмещения основных и вспомогательных процессов в едином ТМА могут служить все основные аппараты схемы: непрямой испарительный охладитель НИО (1) в охладительной части АСКВ, абсорбер (3) и десорбер (4) в осущительной части схемы.

В НИО основным является процесс охлаждения основного воздушного потока при неизменном влагосодержании (рис. 1), реализуемый в «сухой» части аппарата (рис. 3В). Этот процесс обеспечивается испарительным охлаждением воды, рециркулирующей через каналы в «мокрой» части НИО. Охлажденная водяная пленка отводит тепло от основного воздушного потока через тонкую разделительную стенку. Оба процесса протекают одновременно в одном многоканальном аппарате НИО, но в его чередующихся каналах – рис. 3 и 4.

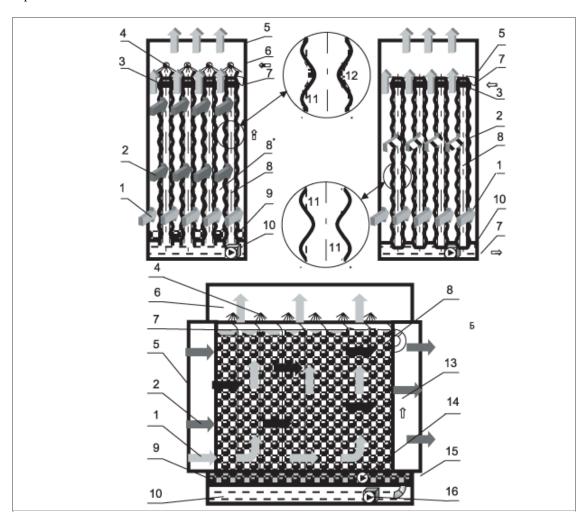


Рис. 3. Принципиальная схема абсорбера с внутренним испарительным охлаждением (A, Б) и испарительного охладителя непрямого типа (B): 1 — основной поток воздуха;

- 2 вспомогательный поток воздуха; 3 лоток распределительный для воды;
- 4 разбрызгивающее устройство для абсорбента; 5 корпус; 6 трубопровод абсорбента;
- 7 трубопровод воды; 8 каналы испарительного контура; 8* каналы осушительного контура; 9 емкость для абсорбента; 10 емкость для воды; 11 водяная пленка;
- 12 пленка абсорбента; 13 подъемный трубопровод; 14 насос раствора; 15 сливной трубопровод для абсорбента; 16 водяной фильтр-насос

В абсорбере (3) основным является процесс осущения пленкой абсорбента воздушного потока, поступающего в дальнейшем в охладительную часть АСКВ. Во второй части аппарата вспомогательный воздушный поток, взаимодействуя с водяной пленкой, обеспечивает отвод теплоты абсорбции от основной рабочей части ТМА — рис. ЗА и Б. Близкая конструкция абсорбера с внутренним испарительным охлаждением описана в работе австралийских исследователей [11] и в работе Lowenstein [3].

Десорбер устроен совершенно аналогично абсорберу. Процессы десорбции в нем протекают в регенеративной (восстановительной) части аппарата при взаимодействии стекающей пленки абсорбента (слабый раствор) и воздушного потока, выносящего из аппарата влагу, а подвод необходимого для десорбции тепла обеспечивается горячей водой, поступающей во внутреннюю полость галет. В рассматриваемом варианте схемы эта вода поступает из гелиоситемы 6 с солнечными коллекторами 7 и баком-теплоаккумулятором 8.

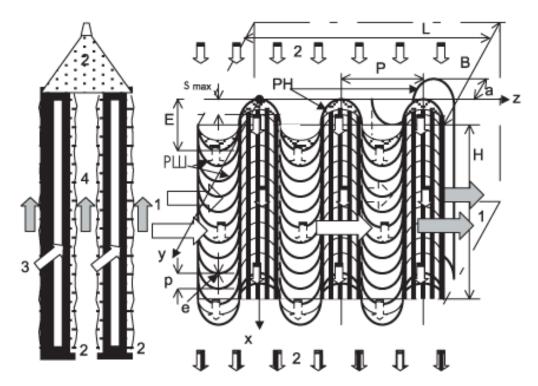


Рис. 4. Принципиальная схема течения потоков газа и жидкости (пленочно-струйное течение жидкости) в каналах регулярной насадки тепломасообменного аппарата, образованной эквидистантно расположенными продольногофрированными листами (в направлении течения жидкости) с регулярной шероховатостью поверхности: 1 — газ; 2 — жидкость; 3, 4 — основной и вспомогательный воздушные потоки (применительно к испарительному охладителю непрямого типа НИО); Р, Е — шаг и высота основного гофрирования листов; р, е — шаг и высота регулярной шероховатости поверхности листов; H, L, В — высота, длина и ширина насадки тепломассообменного аппарата; а — расстояние между листами; d_{тах} — толщина жидкостной пленки

Таким образом, абсорбер с внутренним испарительным охлаждением — четырехпоточный аппарат, в нем два воздушных потока, основной и вспомогательный, и два жидкостных, через испарительную часть абсорбера рециркулируют вода и абсорбент. Внутреннее испарительное охлаждение абсорбера обеспечивает изотермичность (приближение) и высокую эффективность процесса абсорбции, позволяя существенно уменьшить расход абсорбента и за счет этого снизить затраты на его регенерацию, повышая общий КПД системы на 30–35 % [3].

НИО и десорбер — трехпоточные аппараты. В НИО взаимодействуют основной и вспомогательный воздушные потоки, и вода, а в десорбере — восстанавливаемый абсорбент и воздушный поток; вода, поступающая в чередующиеся каналы десорбера, обеспечивает равномерный подвод тепла для десорбции. Схема контакта воздушных потоков в НИО поперечноточная (между вспомогательным воздушным потоком и стекающей водяной пленкой — противоточная), в осущительной части десорбера — поперечноточная, между воздухом и стекающей пленкой абсорбента.

Поперечноточная схема движения контактирующих потоков обеспечивает удобство взаимной компоновки многочисленных ТМА в едином блоке оборудования, снижая количество необходимых «разворотов» воздушных потоков (обеспечивая «линейность» схемы сквозного движения потоков воздуха через ТМА), что хорошо видно на приведенных схемах, и особенно на рис. 5. Это позволяет уменьшить число вентиляторов в схеме и снизить их энергопотребление.

Сложность конструкции ТМА совмещенного типа порождает дополнительные технологические задачи: необходимость разводки всех потоков и герметизации рабочих полостей аппаратов. Но в целом аппараты НИО, АБР и ДБР устроены идентично и содержат теплообменные элементы, размещенные внутри аппарата (рис. 4), так что основной и вспомогательный процессы протекают в них одновременно. То есть все основные ТМА данной системы могут быть унифицированы, что обеспечивает единство технологических операций при их изготовлении.

Выбор материала для изготовления насадки основан на результатах предварительного исследования [4], где было отмечено, что насадки регулярной структуры РН из листов алюминиевой фольги и полистирола обеспечивают близкие результаты, и несколько лучшие характеристики первой объясняются хорошей смачиваемостью материала. Основываясь на этом результате, были разработаны рекомендации к формованию базового элемента РН для ТМА из пластмассы (поликарбонатных плит многоканальной структуры) с учетом оптимальных геометрических характеристик каналов, определенных в ходе предварительных исследований [4]. Одной из основных идей настоящего исследования является изучение возможности применения в конструкции пленочных ТМА полимерных материалов (ПМ). Был проведен анализ ПМ, которые могут быть использованы в конструкции ТМА, и показано, что перспективным материалом является поликарбонат. Плита сотового поликарбоната представляет собой два параллельных листа с поперечными перегородками в цельной единой структуре. Температурный диапазон эксплуатации для поликарбоната составляет от -40 до 120 °C, что позволяет использовать его в «открытых» системах, к которым относятся испарительные охладители. Максимальное термическое расширение (при DT = 80 °C) составляет 2,5 мм/м. ПК устойчив ко многим химическим веществам, включая минеральные кислоты высокой концентрации, многим органическим кислотам, нейтральным и кислым растворам солей, многим жирам, парафинам, насыщенным алифатами и циклоалифатами, кроме метилового спирта. Сотовые плиты из ПК отличаются высокими механическими характеристиками, такими, как твердость и стойкость к ударным воздействиям при длительном содержании на открытом воздухе. Интерес к полимерным материалам для создания ТМА подобных альтернативных систем отмечается в работах [3, 11].

Применительно к аппаратам альтернативных систем разработана многоканальная регулярная насадка РН, содержащая в качестве основного конструктивного элемента сотовые плиты многоканальной структуры из поликарбоната. Внешний профиль (поверхность) поликарбонатной многоканальной плиты имеет регулярную шероховатость (РШ) в виде «выступов» или «впадин», характеризующуюся определенной высотой (е) и шагом (р) — рис. 4. Это способствует улучшению распределения водяной пленки, стекающей по наружным поверхностям плит, формированию режима стоячих волн и интенсификации процессов совместного тепломассообмена при испарительном охлаждении. Относительно возможности использования ПМ в ТМА совмещенного типа, где имеет место теплопередача через стенку, разделяющую основные и вспомогательные каналы, следует отметить, что термическое сопротивление тонкой стенки вполне сопоставимо с термическим сопротивлением жидкостной пленки на поверхности листов насадки.

Очевидна перспективность применения солнечной энергии в качестве греющего источника альтернативной системы. Применение различных типов гелиосистем для частичного либо полного обеспечения требуемого температурного уровня регенерации абсорбента в открытом абсорбционном цикле позволяет обеспечить непрерывность цикла. Применение солнечной энергии в качестве греющего источника требует наличия дополнительного дублирующего источника, и его выбор зависит от типа и количества применяемых солнечных коллекторов в гелиосистеме (рис. 1, позиция 9). Такой дублирующий источник представляет собой газовый или электрический бойлер. Дублер периодически подогревает теплоноситель до расчетной температуры регенерации, когда неблагоприятные погодные условия не позволяют обеспечить полную регенерацию абсорбента, опираясь только на солнечную энергию. Он также может работать непрерывно, если рассчитан на использование в комбинации с маломощной гелиосистемой, применяемой только для первичного подогрева теплоносителя.

Естественным шагом в разработке подобных систем является использование для регенерации абсорбента комбинированного греющего источника [7], интегрирующего разнохарактерные источники низкопотенциального тепла. Вклад каждого из применяемых греющих источников и их тип легко варьируется на стадии проектирования установки в зависимости от поставленных перед ней задач, эколого-экономического анализа и данных климатических условий.

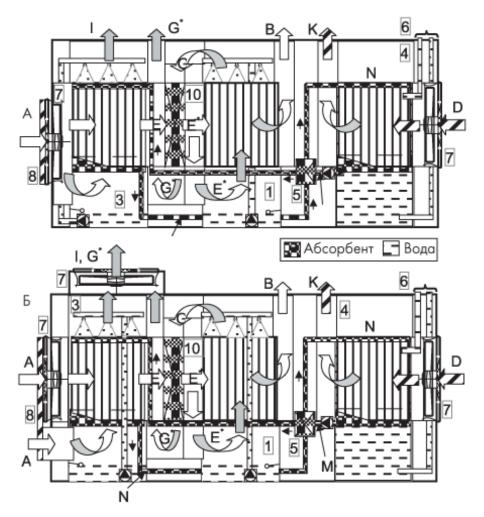


Рис.5. А — основной блок альтернативной системы кондиционирования воздуха (рециркуляционная схема по рис.1); Б — схема АСКВ с автономным вентилятором на вспомогательных воздушных потоках. Обозначения по рис.1

В ОГАХ проводится разработка и сравнительные испытания новых типов солнечных коллекторов (СК). Для экспериментального изучения тепловых характеристик образцов СК был создан стенд, который позволял проводить параллельные сравнительные испытания двух различных СК в естественных условиях, при естественном солнечном излучении, как они работали бы в составе реальной гелиосистемы. Испытывались три типа СК: СК с алюминиевым абсорбером и стеклом в качестве прозрачного покрытия (СК-А) — традиционный металлический СК с алюминиевым трубным регистром; СК-М с трубным регистром из медных трубок и СК-П, полностью изготовленный из полимерных материалов. Испытания подтвердили работоспособность плоского полимерного солнечного коллектора. Его характеристики достаточно близки к характеристикам традиционных СК, а стоимость значительно ниже, что, с учетом значительной требуемой суммарной поверхности СК для обеспечения рабочего режима АСКВ, делает полимерный СК особенно перспективным для создания АСКВ.

Расчетный эксперимент показал, что для обеспечения работоспособности АСКВ требуется уровень температуры греющего источника в диапазоне 60–85 °C, что вполне либо частично обеспечивается гелиосистемой с обычными плоскими солнечными коллекторами, как металлическими, так и полимерными.

Разработанная инженерная методика расчета альтернативных систем АСКВ позволяет, варьируя тип и концентрацию абсорбента, параметры окружающей среды, соотношение расходов (воздуха и абсорбента в осушительном контуре, основного и вспомогательного воздушных потоков в НИО, рециркулирующей воды к вспомогательному воздушному потоку в НИО), определять параметры на выходе из системы и подобрать оптимальный вариант комбинированного греющего источника [7 — 10].

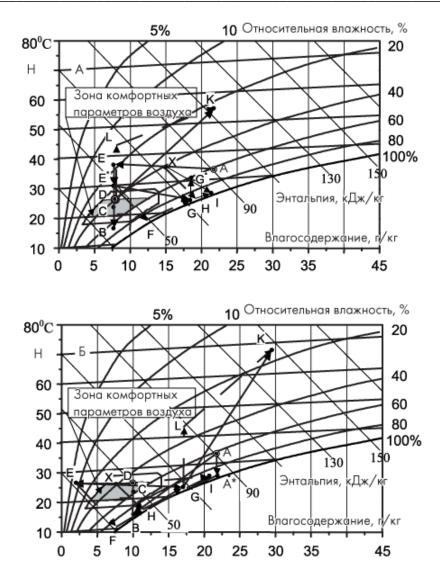


Рис. 6. Ход процессов в альтернативной системе кондиционирования воздуха и обозначения потоков теплоносителей соответственно схемам на рисунках 1 (A) и 2 (Б)

Характерные расчетные результаты приведены на рис. 6 для АСКВ по рис. 1 и 2 с рециркуляцией воздушного потока, покидающего помещение. В качестве абсорбентов в открытых системах обычно используются водные растворы хлористого кальция, хлористого лития, бромистого лития, а также много-компонентные растворы (композиты) на основе указанных веществ. Как показано в предыдущих исследованиях авторов [7–10], наилучшей поглощающей способностью обладает водный раствор бромистого лития. В качестве добавок (снижение коррозионной активности раствора, повышение движущих сил процесса абсорбции, расширение участка безопасной работы с учетом явления кристаллизации раствора и пр.) используются LiNO₃, ZnCl₂, CaBr₂, LiI и другие составляющие.

Данные на рис. 6 приведены для раствора $H_2O + LiBr + ZnCl_2 + CaBr_2$, при концентрации раствора x = 65 % (для параметров наружного воздуха — $t_{\Gamma} = 34$ °C и $x_{\Gamma} = 23$ г/кг, заведомо выбранных для самых тяжелых, с точки зрения реализуемой задачи кондиционирования воздуха, районов земного шара — таких городов, как Рио-де-Жанейро, Сингапур, Майами, Бангкок, Бахрейн).

Схема на рис. 1 построена с учетом использования воздуха, покидающего помещение для регенерации абсорбента в десорбере 4 (D — K, процесс показан в условном сочетании двух процессов: нагрева воздуха D — L и выноса влаги из десорбера L — K, при подводе к нему тепла из бака-теплоаккумулятора в виде горячей воды состояния О — P). Наружный воздух состояния A осущается в абсорбере (A — E), дополнительно охлаждается в теплообменнике (E — E*) вспомогательным воздушным потоком (процесс E^* — G), покидающим НИО (этот поток воздуха состояния G достаточно холодный, но увлажненный и не может быть использован в целях кондиционирования), а затем охлаждается в «сухой» части НИО (E^* —

В) при неизменном влагосодержании и в состоянии В поступает в помещение. Точка С характеризует состояние воздуха в кондиционируемом помещении.

Внутреннее охлаждение абсорбера, как указывалось выше, позволяет устранить из схемы вспомогательную градирню, охлаждающую абсорбер. Процесс испарительного охлаждения во внутренней полости (каналах) абсорбера осуществляется смесью воздушных потоков состояний A и E (точка X) на линии X — I. Внутреннее испарительное охлаждение позволяет повысить изотермичность процесса абсорбции и, следовательно, его эффективность. Крепкий и горячий раствор абсорбента M и слабый и холодный раствор N обмениваются теплом в теплообменнике S.

Схема на рис. 2 построена с учетом осущения воздуха, покидающего помещение, и последующего использования в качестве вспомогательного воздушного потока в НИО. В целом протекание рабочих процессов аналогично описанному выше, но температурный уровень в НИО резко смещается в сторону низких температур и наружный воздух в НИО не только охлаждается, но и осущается (А — А* — В). Этот конденсат может здесь использоваться для частичного погашения затрат воды на подпитку рециркуляционного контура НИО во влажной части. Это очень привлекательное решение, поскольку подаваемый в помещение воздух вообще не вступает в контакт с осущителем (абсорбентом), что важно по гигиеническим требованиям, но требуемый температурный уровень регенерации абсорбента в десорбере при этом растет.

Эту схему предпочтительно строить на непрямом испарительном охлаждении воды в НИО и последующей подаче этой воды в вентилируемые охладители, расположенные непосредственно в помещении. На схеме по рис. 2Б представлен вариант решения с автономной градирней на потоке охлажденного в НИО воздуха, что, в принципе, позволяет получать воду с температурой 3–8 °С. В целях задач именно СКВ можно в НИО охлаждать как воздух, так и воду, автономно подавая эти потоки в помещение.

Она также может служить основой для создания солнечных холодильных систем. Процесс десорбции здесь протекает по линии G-L-K, и для него используется вспомогательный воздушный поток из НИО. Такое решение приводит к возрастанию аэродинамического сопротивления на воздушном потоке, покидающем помещение, поскольку он последовательно проходит три различных тепломассообменных аппарата. Видимо, здесь лучше для десорбции использовать наружный воздух. Выбор решения связан с конкретикой решаемой задачи и технико-экономическим анализом.

В работах [8, 10] авторами, совместно с австралийскими коллегами, были проанализированы экологические преимущества применения полимерного СК по сравнению с традиционным металлическим аналогом СК. Была проведена оценка влияния «цикла жизни изделия» на окружающую среду (программа LCA — life cycle assessment) [8]. Анализировались экологические последствия при извлечении и переработке сырья, производстве изделия, его эксплуатации и переработке отходов по завершению срока эксплуатации с возможностью возврата в производственный цикл материалов и энергии. В исследовании были приняты во внимание девять типов воздействия на окружающую среду на всех стадиях производства и жизни изделия: потенциал глобального потепления, истощение озонового слоя, выбросы кислотосодержащих оксидов, загрязнение водного бассейна, выбросы тяжелых металлов, зимний смог, летний смог, истощение ресурсов энергии и выбросы твердых отходов. Большое значение при оценке имеет процентное содержание материалов в изделии, которые могут быть переработаны после завершения его периода эксплуатации и возвращены в общий цикл производства. Учет экологического влияния позволяет существенно снизить и срок окупаемости изделий (для СК это составило 3,5 и 1,9 года, соответственно учету экологических показателей). Подобный анализ был выполнен применительно и ко всей АСКВ [10], что показало перспективность таких разработок также и с экологической точки зрения. Близкий результат получен в работе [11] для схемы по рис. 2 (вариант) и полимерного абсорбера совмещенного типа.

Выводы

- 1. В достаточно широком диапазоне начальных параметров воздуха альтернативная система кондиционирования воздуха вполне обеспечивает получение комфортных параметров воздуха только испарительными методами, не прибегая к парокомпрессионному охлаждению, и может при этом опираться на солнечную энергию, как на основной греющий источник, обеспечивающий регенерацию абсорбента. Выбор типа солнечного коллектора для компоновки гелиосистемы определяется сложностью решаемой задачи, и, в любом случае, доля солнечной энергии в обеспечении регенерации абсорбента и поддержании непрерывности цикла может и должна быть значительной. Она определяется технико-экономическим соображениями.
- 2. Уменьшение соотношения расходов осущаемого воздушного потока и абсорбента в абсорбере G_r/G_p приводит к некоторому росту эффективности осущения, но главное это снижает требуемую температуру греющего источника, что позволяет использовать для регенерации абсорбента гелиосистему с плоскими солнечными коллекторами типа СК-М и СК-П, т. е. самый простой и дешевый тип гелиосистем. Это важнее, чем сопутствующий рост энергозатрат на перекачку абсорбента в осущительном контуре.

3. Показаны экологические преимущества практического использования полимерных материалов при создании тепломасообменной аппаратуры для альтернативных холодильных систем, которая занимает в них основной объем и вес [8, 10].

Библиографический список

- 1. Lamp P., Ziegler F. European research on solar-assisted air conditioning, Int. J. Refrig, 1998. vol. 21, № 2.
- 2. Hellman H. M., Grossman G. Simulation and analysis of an open-cycle dehumidifier-evaporator (DER) absorption chiller for low-grade heat utilization, Int. J. Refrig., 1995. vol. 18, № 3.
- 3. Lowenstein A. Liquid desiccant air-conditioners: An attractive alternative to vapor-compression systems. Oak-Ridge nat. Lab / Proc. Non-fluorocarbon Refrig. Air-Cond. Technol. Workshop. Breckenridge, CO, US . 06.23-25. 1993.
- 4. Дорошенко А. В. Компактная тепломассообменная аппаратура для холодильной техники (теория, расчет, инженерная практика). Докторская диссертация, Одесский институт низкотемпературной техники и энергетики. Одесса, 1992.
- 5. Дорошенко А. В., Концов М. М., Поберезкин, А. А. Альтернативные холодильные и кондиционирующие системы с комбинированным греющим источником // Холодильная техника и технология. 2000. Вып. 69.
- 6. Поберезкин А. А., Смоляная И. А., Дорошенко А. В., Кириллов В. Х. Альтернативные системы кондиционирования воздуха на основе открытого абсорбционного цикла // Холодильная техника и технология. 1999. Вып. 64.
- 7. INTAS PROJECT, Reference Number: INTAS-96-1730. Alternative Refrigerating, Heat-Pumping and Air-Conditioning Systems on the basis of the open absorption cycle and Solar Energy. 1998.
- 8. Koltun P., Doroshenko A. V., Poberezkin A. A., Smolyanaya I. A. Simulation of working processes in alternative cooling and air-conditioning systems on the basis of the open absorption cycle. 20th International Congress of Refrigeration IIR/IIF. Sydney, 1999.
- 9. Дорошенко А. В., Концов М. М., Карачарова И. В. Рабочие вещества открытых абсорбционных холодильных и кондиционирующих систем // Холодильная техника и технология. 2000. Вып. 73.
- 10. Koltun P., Ramakrishnan S., Doroshenko A., Konsov M. Life Cycle Assessment of a Conventional and Alternantive AirConditioning Systems. 21th International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C, ICR0140, 2003.
- 11. JOHN L. McNAB, PAUL McGREGOR. Dual Indirect Cycle Air-Conditioner Uses Heat Concentrated Dessicant and Energy Recovery in a polymer Plate Heat Exchanger. 21th International Congress of Refrigeration IIR/IIF. Washington, D.C, ICR0646, 2003.

КРЕТОВ АЛЕКСАНДР ПЕТРОВИЧ – магистрант, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

УДК 62

Ю.А. Михайлова

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОНАСОСНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ЖИЛЫХ ЗДАНИЙ

Теплонасосные установки получают все большее распространение во многих странах мира. Новая технологическая система «тепловой насос – вертикальный грунтовой теплообменник» (далее ТН-ВГТО) позволяет использовать энергию грунта с последующим восстановлением теплового баланса грунта вокруг ВГТО. Установка ТН-ВГТО разработана в Армении для теплоснабжения зданий городского района в местных климатических условиях.

Ключевые слова: тепловые насосы, теплоснабжение, нетрадииионный источник теплоты, использование теплоты грунта, технологическая схема использования энергии и восстановления теплового потенциала грунта

Теплонасосные установки получают все большее распространение во многих странах мира. Новая технологическая система «тепловой насос – вертикальный грунтовой теплообменник» (далее ТН-ВГТО) позволяет использовать энергию грунта с последующим восстановлением теплового баланса грунта вокруг ВГТО. Установка ТН-ВГТО разработана в Армении для теплоснабжения зданий городского района в местных климатических условиях.

Предпосылки для применения установки ТН-ВГТО

Республика Армения не имеет собственных природных ресурсов органического топлива и в результате закупает его в России. При низких темпах развития промышленной инфраструктуры, наибольшая часть завозимого топлива используется для выработки электроэнергии на ТЭС, на ряде промпредприятий, а также населением для отопления, горячего водоснабжения зданий (выработанная электроэнергия частично и для охлаждения помещений).

Учитывая резко-континентальный климат построенные в Армении в советский период много- и малоэтажные здания имеют наружные ограждающие конструкции со средними, а иногда и низкими теплотехническими характеристиками. По этой причине среднесезонные удельные отопительные и охлаждающие нагрузки зданий в несколько раз превосходят европейские и российские показатели, что приводит к превышению энергопотребления на данные нужды.

В Армении проведена массовая передача жилья в собственность населения и созданы домовые сообщества, которые не имеют достаточного финансирования для осуществления мероприятий по утеплению наружных стройконструкций. Поэтому расход топлива на теплоснабжение ныне эксплуатируемых зданий увеличивается. Несмотря на положительные результаты ряда пилотных проектов по реконструкции и утеплению зданий, финансируемых со стороны международных организаций, дела с внедрением таких мероприятий не продвигаются.

Помимо этого, увеличению расхода топлива способствует использование населением малоэффективных источников теплоты, в основном, индивидуальных внутриквартирных газовых котлов. Котлы ввезены в республику из европейских или других стран, производство которых иногда является нелицензированным. Нередко из-за дешевизны и общедоступности используются газовые печки и электронагреватели, имеющие низкие показатели энергоэффективности.

При финансировании зарубежных инвесторов построены две опытные когенерационные установки. Данные установки эксплуатируются более пяти лет и имеют положительные показатели. Однако, данный опыт не нашел широкого применения: несмотря на высокую энергоэффективность, установки предполагают значительные первоначальные капитальные вложения, что затруднительно при отсутствии денежных средств у населения и домовых сообществ.

Научный руководитель: Мельников Владимир Михайлович - кандидат технических наук, доцент,

[©] Михайлова Ю.А., 2020.

Актуальность комплексных систем теплохладоснабжения

В создавшихся условиях решением вопроса может быть применение высокоэффективных и недорогих комплексных систем теплохладоснабжения (СТХС), которые могут обеспечить энергией городской квартал или группу зданий. Эксплуатация таких систем несложна, безопасна и соответствует экологическим требованиям. Электроэнергия на СТХС может вырабатываться без применения органического топлива: могут широко использоваться возобновляемые или вторичные энергоресурсы. Такими СТХС, на наш взгляд, могут стать тепловые насосы (ТН), которые, для обеспечения тепловой нагрузки зданий используют источники низкопотенциальной теплоты (ИНПТ). Ими могут служить энергия солнца и грунта.

В летние месяцы ТН могут работать по комбинированному циклу с одновременной выработкой теплоты и холода, обходя ИНПТ. Но для ряда регионов Армении более актуальным, чем охлаждение помещений зданий, является их теплоснабжение. Для обеспечения нормальной работы систем теплоснабжения следует учесть то, что эти регионы имеют различные климатологические характеристики, а здания разную этажность, наружное ограждающую конструкцию и т.д.

Использование солнечной энергии

Возможности использования солнечной энергии на нужды теплоснабжения изучены в [1, 2], где выявлены основные недостатки данного источника энергии, особенно в период отопительного периода. Например, во время повышения отопительной нагрузки и теплопроизводительности теплового насоса, интенсивность солнечного излучения может резко снизиться из-за высокой облачности. При работе установки "тепловой насос – среднетемпературный солнечный коллектор" (ТН-СТСК) с понижением температуры наружного воздуха резко понижается тепловой кпд СТСК. Поэтому для теплоснабжения зданий следует иметь дублирующие традиционные источники теплоты наряду с ТН.

Использование энергии грунта

Тепловые насосы, использующие энергию грунта, являются надежными и имеющими стабильные рабочие режимы установками. Это особенно относится к установкам, оснащенным вертикальными грунтовыми теплообменниками (ВГТО). Отдельные слои грунта на глубине 20 м и более имеют стабильные и достаточно высокие температуры, а также не подвергаются влиянию наружных факторов: температуры наружного воздуха, солнечной радиации, обветриванию.

Характеристики грунта после использования на нужды теплоснабжения, а также в течение отопительного периода, изменяются: остывают слои грунта, что снижает величину теплосбора. Однако, из-за тепловой инерционности и незначительной разности температур в слоях грунта, процесс теплосбора меняется незначительно.

Описание работы установки ТН-ВГТО

Тепловой потенциал вокруг ВГТО можно искусственно восстановить, используя определенные технические средства и схемы. Восстановление проводят в течение тех месяцев, когда повышается интенсивность солнечного излучения, а также во время охлаждения помещения за счет теплоты конденсации хладагента в холодильной машине. Такая технологическая схема представлена на рис. 1.

Работа установки ТН-ВГТО происходит следующим образом.

Во время отопительного периода, когда осуществляется теплоснабжение зданий, в узлах ТН циркулирует хладагент, который подвергается политропному сжатию в компрессоре 1 (на рис. 1 стрелкой показано направление процесса сжатия паров в компрессоре за отопительный период), за счет механической энергии, полученной от электродвигателя. Вследствие этого повышается давление и температура хладагента, который перегревается. В конденсаторе 2 хладагент передает теплоту конденсации теплоносителю, идущему по обратному трубопроводу VII с помощью насоса VI. Нагретый в конденсаторе 2 теплоноситель по трубопроводу VIII направляется к потребителям теплоты. При необходимости, например, при пиковых нагрузках, теплоноситель подвергается дополнительному нагреву в котле X. Охладившись в отопительных приборах потребителя, теплоноситель по трубопроводу VII возвращается в бак—аккумулятор, а затем закачивается насосом VI в конденсатор 2. Отдавая теплоту, образовавшийся за счет этого конденсат хладагента в дроссельном клапане 3 дросселируется до давления и температуры, которые создают соответствующие условия для отбора теплоты от грунта. Парожидкостная смесь хладагента направляется в испаритель 4, в котором полностью испаряется за счет теплосбора от грунта посредством вертикального грунтового теплообменника II. Пары хладагента всасываются компрессором 1. Процесс многократно повторяется.

Теплосбор от грунта осуществляется при помощи хладоносителя — жидкости, незамерзающей в данных температурах, например, этиленгликоля, который из бака III насосом Y направляется в II. Когда стоит пасмурная погода, хладоноситель подается в II при открытом вентиле X. Во время солнечной активности

хладоноситель через открытый вентиль XI подается в IX, где нагревается за счет солнечной энергии, а затем поступает в II. Нагреваясь, хладоноситель подается в испаритель 4, где он отдает теплоту хладагенту. Необходимость незамерзающей жидкости обусловлена как обеспечением безопасной работы установки, так и возможностью регулирования величины теплосбора от грунта снижением температуры хладоносителя до отрицательных значений.

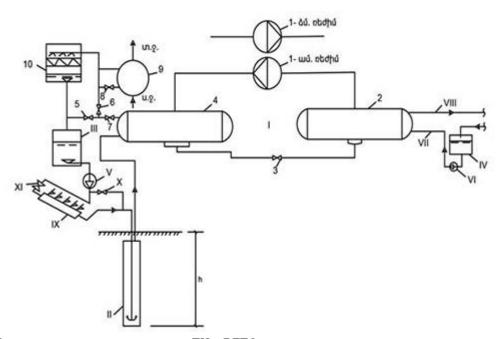


Рис. 1. Технологическая схема установки ТН – ВГТО для снятия теплоты с грунта за отопительный период и "восстановления" грунта за счет солнечной энергии и теплоты конденсации холодильной машины при охлаждении помещении зданий: I - ТН состоящий из:

1 – компрессора; 2 – конденсатора (зимний режим);

3 — дроссельного клапана; 4 — испарителя (зимний режим); II — вертикальный грунтовой теплообменник (помещен в грунте, на глубине до 100 м); III — бак аккумулятор источника низкопотенциальной теплоты; IV — бак аккумулятор системы теплоснабжения; V насос источника низкопотенциальной теплоты;

VI – насос системы теплоснабжения; VII – обратный трубопровод подачи теплоносителя от зданий микрорайона; VIII – подающий трубопровод подачи теплоносителя к зданиям микрорайона;

IX – среднетемпературный солнечный коллектор; X – пиковый газовый котел.

В летние месяцы ТН действует по комбинированному циклу: обеспечивает здания горячей водой и одновременно охлаждает помещения. В этом случае за счет изменения положения четырехстороннего вентиля (на рис. 1 не показан) нагнетенные в компрессоре 1 пары хладагента (на схеме стрелкой показано направление процесса сжатия паров в компрессоре за охладительний сезон), направляются в испаритель 4. Условно принимаем, что при тех же цифровых обозначениях, хладоноситель двигается в обратном направлении. При этом перегретые пары конденсируются в 4, отдавая теплоту конденсации теплоносителю - охлаждающей жидкости конденсатора, который по закрытому вентилю 5 и открытым вентилям 6, 7, 8, подается к теплообменнику подготовки горячей воды. В нем холодная вода нагревается до необходимой температуры, как правило до 55°, и подается в систему ГВС.

Исследования показали, что для ряда регионов Армении и ныне используемых типов зданий для создания микроклимата в помещениях, необходимо часть теплоты конденсации хладагента использовать для подготовки горячей воды, а оставшуюся часть направить в градирню 10. После охлаждения, эту воду можно использовать для "подогрева" слоев грунта. Вода, идущая через вентиль 5, смешивается с водой, охлажденной в 10, и собирается в баке III. Затем насосом Y теплоноситель направляется в IX или же, минуя его, в II. Эти мероприятия дают возможность "восстановить" тепловой баланс слоев грунта и подготовить грунт к следующему отопительному периоду.

Сравнительный анализ источников теплоснабжения

Для сравнительного анализа энергетических показателей произведено опытное проектирование системы отопления для трехэтажного жилого дома, нижний этаж которого нежилой, и системы теплоснабжения микрорайона (включает 8 домов), имеющего единый центр источника теплоты.

Для системы отопления дома рассмотрены два источника теплоснабжения:

- традиционный газовый котел
- установка ТН-ВГТО.

Здания имеют следующие значения коэффициентов теплопередачи наружных стройконструкций: $k_{\rm cr}=0.943,\,k_{\rm nor}=0.638,\,k_{\rm or}=2.5\,$ Вт/м²•град. Определение тепловой нагрузки дома произведено при температуре внутреннего воздуха $f_{\rm BHL,B}^{\rm SHML}=20^{o}C$

Предполагается, что здания расположены в городах с различными климатическими условиями:

•в Ереване, где зимняя расчетная температура наружного воздуха $t_{\text{нар...в.}}^{\text{имм.}} = -16^{\circ}C$ а продолжительность отопительного периода $\Omega = 3336$

•в Ванадзоре (
$$t_{\text{нар...в.}}^{\text{знм.}} = -15 \,^{\circ}C$$
, $\Omega = 4354$),
•в Раздане ($t_{\text{нар...в.}}^{\text{знм.}} = -21$, $^{\circ}C$, $\Omega = 5088 \,\text{ч/сез}$).

Характеры изменений удельных теплопотерь и отопительной нагрузки зданий за отопительный период для указанных городов представлены в виде соответствующих графиков 1 на рис. 2.

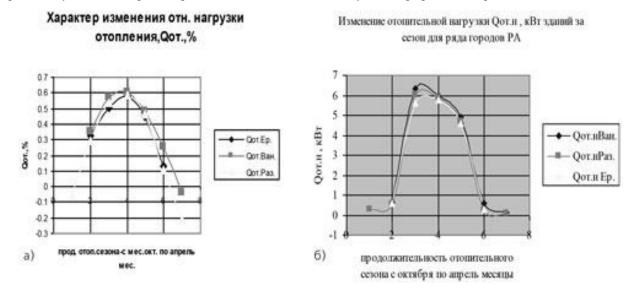


Рис. 2 а и б. Характер изменения относительной (а) и абсолютной (б) отопительной нагрузки за отопительный сезон для указанного типа здания при климатических условиях ряда городов РА.

Как следует из графиков на рис. 2a, кривая относительной отопительной нагрузки $Q_{\text{от.i}}$ для Еревана намного ниже, хотя имеет тот же характер изменения, что и в других городах. С начала сезона $Q_{\text{от.i}}$ имеет меньшее значение, но в дальнейшем возрастает, достигая максимума за январь месяц, а в феврале и марте месяцах начинает спадать. Продолжительность сезона по сравнению с другими городами короче соответственно на 18 и 34%.

Значения $Q_{\text{от.i}}$ для Ванадзора, по сравнению с Разданом, намного больше, поскольку солнечная радиация и среднемесячная температура наружного воздуха ниже из-за высокогорной местности, в которой расположен Раздан. После января месяца кривые почти совпадают, а затем, под в конце отопительного периода, при повышении солнечной активности, $Q_{\text{от.i}}$ для Раздана резко снижается, поэтому нет необходимости отопления зданий в дневные часы, хотя по сведениям службы "Армгидромет", это необходимо. Подобное, но в меньших масштабах наблюдается и для Ванадзора. Отметим, что зима в Раздане, по сравнению с Ванадзором, более холодная и продолжительная по количеству холодных дней (температура ниже на 14 %), но солнечная активность выше.

Определение нагрузок отопления зданий за отдельные месяцы отопительного периода проведены на основе тепловых потерь от наружных стройконструкций при условной среднемесячной температуре наружного воздуха с учетом поглотительной способности конструкции и влияния среднемесячной солнечной радиации данной местности, а также внутриквартирных тепловыделений.

Из-за различия среднемесячной температуры наружного воздуха и солнечной радиации для данной местности в течение отопительного периода соответственно изменяются отопительные нагрузки зданий (рис. 2б). Как и при относительной отопительной нагрузке, максимальная нагрузка отопления здания достигается в январе месяце в климатических условиях Ванадзора. Хотя среднемесячная температура наружного воздуха в Ванадзоре гораздо выше, чем в Раздане, однако солнечная активность ниже, что и приводит к указанному явлению.

В феврале эти нагрузки практически становятся сопоставимыми. Но в марте нагрузка отопления в Ванадзоре выше, чем в Раздане, опять-таки из-за различия активности Солнца. Климат в Ереване более благоприятный и за весь отопительный период нагрузка гораздо меньше, чем в других рассматриваемых городах. Исходя из того, что все здания микрорайона одинаковой постройки, определены нагрузки отопления микрорайона по отдельным месяцам отопительного периода посредством умножения отопительной нагрузки одного здания на число зданий микрорайона.

Приняв условие, что тепловая нагрузка горячего водоснабжения (ГВС) как для здания, так и для микрорайона, не зависит от температуры холодной воды, а зависит от числа жителей: 7 и 56 чел., то соответственно получаем:

$$\sum\! Q_{\rm ГВC\, 3L}^{\rm cp. мес.} = 7 \cdot 0.346 = 2.422 \quad \kappa \rm Bt/3 \, d., \\ \sum\! Q_{\rm ГВC\, M-p}^{\rm cp. мес.} = 8 \cdot 7 \cdot 0.346 = 19.4 \, \kappa \rm Bt/m-p.$$

Имея тепловые нагрузки микрорайона, можно определить соответствующие параметры для подбора основного оборудования источника теплоты - установки ТН-ВГТО. Однако для ведения таких расчетов в первую очередь следует исследовать процесс теплосбора от грунта с помощью ВГТО в течение отопительного периода.

Особенности теплосбора от грунта

Исследования показали [3. 4], что величина теплосбора зависит от многих факторов:

- геометрических размеров ВГТО,
- ullet значения коэффициента теплопроводности и температуры в отдельных слоях грунта вокруг ВГТО,
 - температуры хладоносителя, циркулирующего между ВГТО и испарителем ТН,
 - температуры испарения в испарителе,
 - интенсивности и продолжительности теплоотбора,
 - теплопотребления и т.д.

Одновременно выявлено, что для предотвращения образования водяного льда в порах грунта, в последующем затрудняющего процесс теплосбора и обеспечения стабильной работы установки ТН-ВГТО, возникает необходимость регулирования температуры испарения хладагента в испарителе так, чтобы обеспечить необходимый теплосбор за отопительный период. При больших отопительных нагрузках следует увеличивать не интенсивность процесса теплосбора, а количество или глубину заложения ВГТО.

Исходя из этого, пользуясь математической моделью и программой, разработанной на этой основе [4], построены зависимости изменения интенсивности теплосбора и температуры испарения хладагента для рассматриваемых городов (рис. 3). Эти кривые построены в результате расчетов, проведенных при цифровых значениях следующих входных величин:

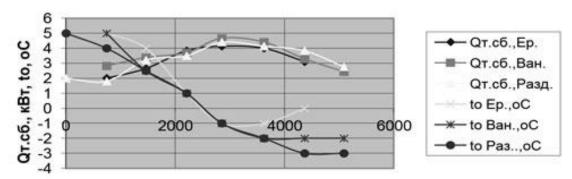
$$ho = 1200 \ \mathrm{K} \Gamma / \mathrm{M}^3, \ c^{\mathrm{rp.}} \ _{\mathrm{p}} = 3.2 \ \mathrm{K} \ / \mathrm{K} \Gamma. ^{\circ} \mathrm{C}, \ h_{\mathrm{B} \Gamma \mathrm{TO}} = 100 \ \mathrm{M}, \ d^{\mathrm{B} \Gamma \mathrm{TO}}_{\mathrm{Hap.T}} = 0.5,$$

$$d^{\mathrm{B} \Gamma \mathrm{TO}}_{\mathrm{BH.T}} = 0.2, t^{\mathrm{Ha}^{\mathrm{q}}}_{\mathrm{\GammaD.T}} = 0 = 14, t^{\mathrm{T.cem}}_{\mathrm{\GammaD.T}} = 0.048 \ ^{\circ} \mathrm{C},$$

$$t^{\,\mathrm{BH.T}}_{\,\,\mathrm{XH}} = 0$$
 и $t_0 = t^{\,\,\mathrm{BH.T}}_{\,\,\mathrm{XH}}$ - 5 °C, $\delta^{\,\,\mathrm{i}}_{\,\,\mathrm{TEK}} = 1,54,\, d^{\,\,\mathrm{i}}_{\,\,\,\mathrm{TEK.}} = 3,58$ м.,

Из анализа кривых (рис. 26) следует, что из-за высоких отопительных нагрузок микрорайона в Ванадзоре больше и величина теплосбора: в течение отопительного периода она изменяется в пределах 3.38 - 3.293, тогда как для условий Раздана лишь 3.217 - 1.85.

Изменение величины теплосбора от грунта, Qт.cб. и температура испарения to R 22 TH за отопительный сезон



продолжит. отопит. сезона, Ωсез., ч/сез.

Рис. 3. Кривые изменения интенсивности теплоотвода (, кВт) и температуры испарения () хладагента за отопительный сезон в климатических условиях г. Ереван (Ер.), Ванадзор (Ван.), Раздан (Разд.).

Это достигается изменением температуры испарения хладагента. Этот параметр является основным, поскольку его изменение позволяет отрегулировать величину теплосбора от грунта и, тем самым, отопительную нагрузку. Температура испарения в середине отопительного периода одинакова для Ванадзора и Раздана, но в начале и в конце периода в условиях Раздана преднамеренно снижена. Причиной этого является то, что отопительный период в Раздане длится гораздо дольше, поэтому грунт частично остывает и для продолжения теплосбора следует снизить температуру испарения и, тем самым, температуру хладоносителя.

Для условий Еревана температура испарения хладагента гораздо выше, чем для других городов, поскольку меньше отопительная нагрузка и продолжительность отопительного периода. В этом случае грунт не очень сильно остывает.

Имея значения указанных величин и пользуясь компьютерной программой выбора оборудования фирмы BITZER Software 5.3.1, подобран поршневой, полугерметичный компрессор марки 4CC - 9.2 - 40S (2 шт.) для TH, работающий на R22 (разрешенный в Армении до 2040 года). Температуры испарения хладагента t^i_0 , при постоянном значении температуры конденсации ($t_{\text{K}} = 63\,^{\circ}\text{C}$), в течения отопительного периода изменяется так, чтобы организовать теплосбор от грунта в соответствии теплопроизводительности установки ($Q^i_{\text{т.пр.TH}}$) и отопительной нагрузки микрорайона $Q^i_{\text{от.м/р}}$, обеспечивая условие: $Q^i_{\text{т.пр.TH}} \approx Q^i_{\text{от.м/р}}$. Однако эта мера недостаточна, поскольку $Q^i_{\text{т.пр.TH}}$, для данного типа компрессора за сезон, изменяется в большем диапазоне в зависимости от t_0 . Необходимо применить способ аккумуляции суточной теплоты, когда тепловая нагрузка отопления микрорайона TH установкой осуществляется путем пуска и остановки электропривода TH, а время работы TH определена из условия:

$$z_{napa6.TH}^{i} = \frac{24 \cdot Q_{om,m/p}^{i}}{n_{\kappa}^{i} \cdot Q_{m,np.TH}^{i}}$$
, ч/день (1)

Далее необходимо определить число ВГТО ($n^{i}_{B\Gamma TO}$), которым можно обеспечить теплоту $Q^{i}_{HTИ\Pi}$ после определения теплосбора $Q^{i}_{r.c6}$ (рис.3) для i - ого месяца:

$$n_{BITO}^{i} = \frac{Q_{HTIHI}^{i}}{Q_{m.co.}^{i}}, \quad \text{IIIT./Mec. (2)}$$

Эта величина для каждого месяца может быть разной, а наибольшее число ВГТО за отопительный период для данного микрорайона можно определить после проведения соответствующего расчета всех месяцев сезона и выбора наибольшего значения $n^{i}_{\rm BГТО}$. Последнее в среднем составляет 7 шт. (наибольшее 10 (за декабрь) и наименьшее 5 шт. (за март)). После проведения данных расчетов следует определить расходы электроэнергии на электроприводы компрессора TH и насос теплохладоносителя.

Эффективность установки ТН-ВГТО

Энергетическая эффективность работы установки ТН–ВГТО характеризуется действительным коэффициентом преобразования $\mu^{\rm T}_{\rm THY}$, представляющим соотношение выработанной теплоты, необходимой для теплоснабжения потребителя на электрические мощности электродвигателей компрессора ТН и циркуляционного насоса:

 $\mu_{TH-BITO}^{\delta.} = \frac{Q_{m.nom.}}{\sum_{3\pi.\delta\epsilon} (N_{3\pi.\delta\epsilon}^{\kappa.TH} + N_{3\pi.\delta\epsilon}^{\kappa.xs.} + N_{3\pi.\delta\epsilon}^{n.mu.})},$ (3)

где $N^{\text{ н.хл.}}$ эл.дв, $N^{\text{ н.тн.}}$ электрические мощности электродвигателей насосов циркуляции хладо- и теплоносителя, кВт.

 $N^{\text{ н.хл.}}$ эл.дв зависит от создаваемого напора

$$\sum_{i=1}^{n} \left(\Delta p_{\mathit{mp.i}}^{\mathit{nap.mp.}} + \Delta p_{\mathit{mp.i}}^{\mathit{cu.mp.}} \right)$$

Па, для циркуляции хладоносителя, а напор изменяется в зависимости от геометрическихразмеров ВГТО, теплофизических свойств хладоносителя, а также от объемной производительности, определяемой формулой:

$$V_{xx} = \frac{G_{xx}}{\rho_{xx}}, \, \text{m}^3/\text{c.}$$

 $N^{\text{\tiny H.X.I.}}$ рассчитывается в каждом случае для i-го участка.

Поскольку электрическая мощность электродвигателя насоса циркуляции теплоносителя не зависит от изменения вышеизложенных процессов и величин, то числовое значение и изменение этой величины в расчетах $\mu^{\,\pi}_{\rm THV}$ не учитывается.

 μ $^{\rm T}_{\rm THY}$ зависит от ряда факторов: от типа хладона и компрессора, термодинамического совершенства цикла и процесса сжатия хладагента в компрессоре, теплопроизводительности ТН, температурных режимов - температуры конденсации (принято условие: $t_{\rm tok}$ = 63 °C за отопительный сезон и $t_{\rm tok}$ = 63 °C при ТГВ) и испарения, которые зависят от температуры теплопотребления и НВИЭ.

В условиях городов Раздан и Ванадзор μ $^{\rm T}_{\rm THY}$ примерно имеет одинаковое значение и с ноября по февраль составляет соответственно от 2.66-2.55 и 2.67-2.54, а затем в условиях Раздана, снижается до 2.53 из-за снижения температуры испарения хладагента t^i_0 . Это обусловлено тем, что отопительные нагрузки микрорайона изменяются почти аналогично, кроме тех месяцев, когда интенсивность солнечной радиации в условиях Раздана резко увеличивается. Также одинаково изменяются t^i_0 .

Расчеты показали, что среднесезонные действительные коэффициенты преобразования $\mu^{\text{д.ср.сез}}_{\text{ТНУ}}$ в условиях городов Раздан и Ванадзор составляют 2.61 и 2.59, а для Еревана - 2.83 (3.34-2.6). Такое расхождение $\mu^{\text{д.ср.сез}}_{\text{ТНУ}}$ обусловлено, в основном, значениями и продолжительностью отопительного периода, и поскольку грунт, например в Ереване, особенно не остывает, не возникает необходимости снизить t^{i_0} . Отсюда следует, что для регионов, где длительный отопительный период, энергоэффективность установки ТН–ВГТО снижается из-за остывания грунта и необходимости снижения температуры испарения хладагента для обеспечения соответствующего теплосбора от грунта.

Для обеспечения нагрузки ГВС микрорайона расчет необходимых величин ведется аналогично выше изложенному методу. Если $t_{\rm k}=60$ °C, то выбран компрессор марки, теплопроизводительность которого тоже изменяется в зависимости от температуры испарения хладагента $t^{\rm i_0}$ и $Q^{\rm i_{\rm r.c6}}$, в течение отопительного периода. Однако, при условии постоянности тепловой нагрузки ГВС, число $n^{\rm i_{\rm BГТО}}$ изменяется от 4 до 7 шт., а $\mu^{\rm a.cp.ces}$ _{TH} $\approx 2,88$.

Экономия органического топлива при использовании ТН-ВГТО

На основе проведенных расчетов, определены среднесезонные расходы электроэнергии на нужды отопления и ГВС (для теплоснабжения) микрорайона за отопительный период для рассматриваемых городов. Эти величины составляют: для Еревана — 59415,84, Раздана — 74657,5, Ванадзора — 72443,6 кВт ч/сезон.

Имея удельный расход органического топлива на ТЭС для выработки 1 кВт ч электроэнергии в единой энергосети Армении порядка $0.32\text{-}0.35~\rm kr/kВт$ ч, определили сезонные расходы топлива ТЭС для выработки электроэнергии на нужды установки ТН–ВГТО, обеспечивающей систему теплоснабжения микрорайона: для Еревана 19013, 1 м³, для Раздана – 23890,4 м³, для Ванадзора – 23182 м³.

для г. Еревана —
$$\sum_{i=1}^{5\,{\rm MeC}} B_{_{3X,3W}}^{TC\,{\rm com},{\rm cors}} = b_{_{y0,mon}}^{TSC} \cdot \sum_{i=1}^{5\,{\rm MeC}} N_{_{3X,3W}}^{TC\,{\rm com},{\rm cors}} = 0.32 \cdot 59415.8 = 19013.1\,{\rm M}^3 \,/\,{\rm om.ces.}$$
, (4)

для г. Раздана
$$\sum_{i=1}^{5\,\text{мос.}} B_{\text{за.зн.}}^{\text{TC om out:}} = 0.32 \cdot 74657.5 = 23890.4\,\text{м}^3 / om.ces.,$$
 (5)

для г. Ванадзора —
$$\sum_{i=1}^{5\,\text{мес.}} B_{\text{эл. эн.}}^{TC\,\text{om ces.}} == 0.32 \cdot 72443.6 = 23182\,\text{м}^3 / \text{om.ces.},$$
 (6)

Для сравнения энергетических показателей установки ТН-ВГТО с традиционным источником теплоты – газовым котлом, следует определить расходы органического топлива на нужды системы теплоснаб-

жения микрорайона при работе котла.

В качестве традиционного источника теплоты решили использовать два газовых котла марки ЕХА - 27, произведенного итальянской фирмой "", с теплопроизводительностью от 30.6 до 34 кВт, которая в течение отопительного периода изменяется в широком диапазоне. Тепловой кпд от 92 % при 30 % до 90 % при 100 % (технические характеристики завода). Такие котлы хорошо себя зарекомендовали в условиях Армении.

Расчеты показали, что при указанном типе котла и климатических условиях указанных городов для нужд системы теплоснабжения микрорайона за отопительный период израсходуется природного газа: для Еревана - 23283,68 m^3 , для Раздана - 27924,83 m^3 , для Ванадзора - 26552,73 m^3

Сравнив полученные результаты, получаем, что сезонные расходы топлива на нужды системы теплоснабжения микрорайона при использовании установки ТН-ВГТО меньше, чем при использовании газового котла: для Еревана на 4270,58 (или на 18,34 %), для Раздана на 4034,43 (14,4 %), для Ванадзора на 3370,73 (12,7 %).

для г. Еревана
$$\sum_{i=1}^{5} \Delta B_{CTC}^{om,cov} = 23283.68 - 19013.1 = 4270.58$$
 или же 18.34% , (10)

для г. Раздана
$$\sum_{i=1}^{5} \Delta B_{CTC}^{om,oes} = 23283.68 - 19013.1 = 4270.58$$
 или же 18.34%, (10) для г. Раздана $\sum_{i=1}^{5} \Delta B_{CTC}^{om,oes} = 27924.83 - 23890.4 = 4034,43$ или же на14.4%, (11)

для г. Ванадзора
$$\sum_{s=1}^{5} \Delta B_{CTC}^{\text{om, cur}} = 26552.73 - 23182 = 3370.73$$
 или же 12.7% , (12)

В Ванадзоре самая низкая экономия топлива, поскольку интенсивность солнечной радиации меньше и выше отопительная нагрузка, при средней продолжительности отопительного периода.

Можно сделать вывод, что чем выше среднемесячная температура наружного воздуха и интенсивность солнечной радиации, тем меньше отопительная нагрузка, а значит и ниже расходы электроэнергии на приводы компрессора и насоса, выше коэффициент преобразования ТН. На величину коэффициента влияет и продолжительность отопительного периода. При длительных отопительных периодах следует снизить температуру испарения хладагента, чтобы облегчить процесс теплоотбора от грунта увеличением температурного перепада между грунтом и хладоносителем. Одновременно с повышением продолжительности снижается величина теплоотбора от грунта. Слои грунта остывают и возникает необходимость снижения температуры испарения хладагента под конец сезона, что и приводит к снижению коэффициента преобразования теплонасосной установки.

Библиографический список

- 1.Петросян А.Л., Барсегян А.Б. Перспективы совместного применения тепловых насосов и низкотемпературных солнечных коллекторов. Новости теплоснабжения, М., 1, 2010, стр. 27-30
- 2.Петросян А.Л. Использование солнечной энергии для теплоснабжения городского района с применением теплового насоса и солнечнего бассейна. Энергобезопасность и энергосбережение, М., 2, 2011, стр. 27 32
- 3.Петросян А. Л., Барсегян Л.Б. Метод определения основных параметров проектирования и эксплуатации установок "тепловой насос вертикальный грунтовой теплообменник". 17 volume, Materials of XII international research and practice conference. 30.11 07.12. 2016. Science and Education Ltd, UK.

С.Г. Мишин

БЕЗОПАСНАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ СЕТЕЙ ГАЗОСНАБЖЕНИЯ

Газовая промышленность является одной из самых развитых промышленных отраслей в России. Среди всех объектов этой отрасли можно выделить объекты, использующие природный газ. Они обладают высокой опасностью по отношению к возникновению аварий, поэтому на них должен организовываться более тщательный контроль соблюдения требований промышленной безопасности. К таким объектам относятся объекты сетей газораспределения и газопотребления.

Ключевые слова: газоснабжение, газораспределение, безопасность, эксплуатация.

Газовая промышленность является одной из самых развитых промышленных отраслей в России. Среди всех объектов этой отрасли можно выделить объекты, использующие природный газ. Они обладают высокой опасностью по отношению к возникновению аварий, поэтому на них должен организовываться более тщательный контроль соблюдения требований промышленной безопасности. К таким объектам относятся объекты сетей газораспределения и газопотребления. Уже достаточно давно в нашей стране происходит переход на использование газа в газотурбинных и парогазовых установках, поэтому возникает большая потребность обеспечения безопасной эксплуатации сетей парогазовых и газотурбинных установок. Безопасность эксплуатации сетей газопотребления и газораспределения таких установок регламентируется ФЗ-116 [1] и более специфическими требованиями Федеральных норм и правил «Правила безопасности сетей газораспределения и газопотребления». Данные требования распространяются на газотурбинные установки (ГТУ) тепловых электростанций и автономные ГТУ, которые также находиться в составе парогазовых установок (ПГУ), давление природного газа в которых выше 1,2 МПа. Рассмотрим основные требования к сетям газораспределения и газопотребления ПГУ и ГТУ. Такие сети должны обеспечивать бесперебойную и безопасную транспортировку газа, а также безопасное его использование. Должна предусматриваться подача газа на тепловые электростанции по двум газопроводам. Если отсутствует резервное топливо, то должна предусматриваться схема подачи газа по этим двум трубопроводам от одной газораспределительной станции, которая подключена к соответствующим магистральным трубопроводам газа. Сеть газопотребления ПГУ и ГТУ должна обеспечивать заданное проектное давление газа, подаваемое на горелки [2]. Стоит отметить, что это требование является достаточно важным и должно контролироваться автоматизированной системой, позволяющей отключать подачу топлива в случае появления неравномерности изменения давления при подаче в сеть ПГУ и ГТУ, а также при его резком снижении. Средства контроля работы камеры сгорания и горелочных устройств должны быть установлены в соответствии с эксплуатационной документацией на соответствующие установки. Горелочные устройства и арматура, которые используются в рассматриваемых сетях газопотребления, должны пройти оценку соответствия, в соответствии с законодательство РФ в области технического регулирования. Некоторые требования безопасности закладываются на стадии проектирования, в частности, на каждой из ступеней очистки газа должны предусматриваться аппараты с резервом 50 %. Газопровод блока очистки газа должен быть снабжен отключающим устройством. Работа исполнительного устройства должна реализовываться электроприводом. Для изготовления газопроводов должны использоваться коррозионностойкие стали на участках от фильтров, которые установлены до горелочных устройств газовой турбины. Большое значение имеет выбор материала для запорной арматуры и газопроводов, который должен выбираться на стадии проектирования, исходя из параметров транспортируемого газа и расчетной температуры окружающего воздуха. В Федеральных нормах и правилах [3] вопрос выбора металла для изготовления данных объектов рассмотрен недостаточно подробно, хотя важность его достаточно велика, поскольку металл подвержен интенсивному воздействию коррозии при действии газа под избыточным давлением. Особые требования предъявляются к пунктам подготовки газа для его подачи на ПГУ и ГТУ. При эксплуатации пунктов подготовки газа должны проводиться следующие мероприятия:

[©] Мишин С.Г., 2020.

Научный руководитель: *Стариков Альберт Николаевич* – кандидат технических наук, доцент, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

- Проведение визуального контроля технического состояния пунктов. Сроки проведения устанавливаются производственной инструкцией. Для обеспечения более полного контроля за техническим состоянием таких объектов требуется отразить периодичность их осмотров в существующих Федеральных нормах и правилах [3]. Недостаточный объем и периодичность визуального контроля, которых «переложен» на производственную инструкцию должен быть расширен и усилен требованиями нормативной документации в области промышленной безопасности;
 - Проведение технического обслуживания с периодичность не менее одного раза в шесть месяцев;
- Проведение проверки срабатывания предохранительных клапанов (минимальная периодичность: один раз в три месяца). Такую проверку также проводят после окончания ремонта оборудования;
- Проведение текущего ремонта в сроки не менее одного раза за двенадцать месяцев. Сроки могут быть изменены, если изготовитель оборудования указал другие сроки проведения ремонта;
- Проведение капительного ремонта. Проводится при ремонте систем отопления, освещения, вентиляции, при замене средств измерений и оборудования.

Стоит выделить большую необходимость в требованиях к качеству проведенного текущего и капитального ремонтов пунктов подготовки газа. Проведение производственного контроля качества ремонта позволит значительно повысить безопасность на рассматриваемых объектах. Пункты подготовки газа должны быть снабжены датчиками контроля загазованности, которые устанавливают в верней части помещения. Периодичность контроля должна составлять более одного раза в сутки. Если обнаруживается концентрация газа выше десяти процентов нижнего концентрационного предела распространения пламени, то должна быть организована дополнительная вентиляция помещения с незамедлительным выявлением причины и устранением утечки. Современные автоматизированные системы позволяют не только производить периодический контроль загазованности в помещениях, но и записывать текущую информацию о концентрации газа в производственных помещениях в непрерывном режиме. Использование последнего подхода значительно более эффективно, по сравнению с дискретным контролем загазованности. Такие системы также позволяют идентифицировать быстрое нарастание концентрации газа в помещении, что дает возможность идентифицировать утечки на самых ранних стадиях их появления. Достаточно жесткие требования накладываются на эксплуатацию дожимающих компрессоров. Проведение технического обслуживания и ремонта таких компрессоров, а также регулирующей и запорной арматуры должно проводиться в соответствии с требованиями эксплуатационной документации. Масло для смазки компрессора должно соответствовать требованию изготовителя по своим качественным показателям. Также регламентируются случаи, когда дожимающие компрессоры необходимо останавливать:

- При появлении утечек газа;
- При наличии посторонних шумов, стуков и вибрации;
- При неисправности устройств отключения;
- При выходе уплотнений и подшипников из строя;
- При изменении допустимых параметров воды и масла;
- При обнаружении неисправностей механических передач и приводных элементов;
- При выходе электропривода пусковой аппаратуры из строя;
- В случае понижения или повышения давления газа (нормируемого давления газа) в выходном и входном патрубках.

К недостаткам требований безопасной эксплуатации таких компрессоров можно отнести то, что в существующей в настоящее время нормативной документации совершенно не рассматриваются вопросы введения контроля параметров вибрации компрессионного оборудования. Применение вибрационного мониторинга позволяет оценить и предотвратить появление повреждений на ранней стадии их зарождения, что может в существенной мере снизить вероятность возникновения аварий на объектах газораспределения и газопотребления рассматриваемых энергетических установок. Каждую смену в производственной зоне пункта подготовки газа должен проводиться осмотр газопроводов, арматуры, технологического оборудования, средств измерений, устройств противоаварийной защиты, блокировок и сигнализаций с последующим выявлением неисправностей. Запрещается включать оборудование без проведения его внешнего осмотра. Особые требования предъявляются к пуску ГТУ, который не допускается в следующих случаях:

- При наличии отключений или неисправностей хотя бы одной из защит;
- При обнаружении неисправности системы автоматического включения масляных насосов или неисправности одного из них;
- При наличии отклонений в показателях качества масла. Также данный случай включает запрет на пуск ГТУ при низкой температуре масла (ниже установленного значения);
- При обнаружении отклонения от показателей качества топлива. Аналогично, запрещается пуск
 ГТУ в случаях, если давление или температура топлива выходит за установленные границы;

- При обнаружении утечек газа;
- При обнаружении дефектов в системе регулирования, которые могут приводить к разгону турбины или повышению допустимого значения температуры газов.

Такие жесткие требования являются неслучайными, поскольку пуск ГТУ традиционно связан с большим количеством аварий. Неправильный пуск установки может привести к появлению взрывоопасных смесей газа с воздухом, которые могут привести к взрывам и пожарам на опасных производственных объектах. Кроме того, должны четко регламентироваться последовательности действий персонала в случае неудачного пуска установки. В существующих в настоящий момент требованиях безопасности совершенно отсутствуют требования к автоматизации процесса пуска ГТУ, что является существенным недостатком, требующим скорейшего устранения. Пуск ГТУ должен производиться под руководством начальника смены. В случае запуска ГТУ после проведения регламентных работ или ремонта, то в присутствии начальника цеха или его заместителя. Перед проведением пуска ГТУ после простоя более трех суток или ремонта, должна проводиться проверка наличия неисправностей и проверка готовности к включению средств блокировки вспомогательного оборудования, средств автоматики и защиты, масляной системы, контрольно-измерительных приборов и средств оперативной связи. Федеральными нормами и правилами [2] исключается повторный запуск ГТУ после возникновения сбоя или аварийной остановки, которые имели место при предыдущем запуске, в случае если причины этого не были устранены. Помимо требований к запуску, регламентируются случаи, когда пуск газотурбинных установок должен быть прекращен действиями персонала или защитой в нижеприведенных случаях:

- При нарушении установленной последовательности пуска;
- При превышении допустимой нагрузки пускового устройства;
- При сверхнормативном повышении температуры газа (в сравнении с графиком пуска);
- При понижении частоты разворачиваемого вала после отключения пускового устройства;
- При появлении помпажных эффектов в компрессорах ГТУ.

Случаи, когда ГТУ должна быть отключена персоналом или действием защит приведены в пн.125 Федеральных норм и правил [2]. Стоит отметить, что обеспечение безопасности сетей газопотребления и газораспределения ГТУ и ПГУ является одним из основных механизмов обеспечения промышленной безопасности опасных производственных объектов нефтегазовой отрасли. Современные требования безопасности в существенной степени охватывают все основные этапы эксплуатации и ремонта таких сетей, с точки зрения обеспечения их безопасной эксплуатации. Однако, нельзя не отметить необходимость более тщательной и полной разработки вопроса безопасности в данной отрасли.

Требования безопасности при пуске и эксплуатации рассматриваемых установок должны быть уточнены и представлены в обновленном виде.

Библиографический список

- $1.\Phi$ едеральный закон РФ от 21.07.1997 № $116-\Phi3$ «О промышленной безопасности опасных производственных объектов».
- 2. Арсеньев, Л.В. Стационарные газотурбинные установки: справочник / Л.В. Арсеньев, В.Г. Тырышкин. — Ленинград: Машиностроение, 1989. — 543 с.
- 3. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности сетей газораспределения и газопотребления».

МИШИН СЕРГЕЙ ГЕОРГИЕВИЧ — магистрант, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

Ю.А. Рыбакова

КОНЦЕНТРАЦИЯ УГЛЕКИСЛОГО ГАЗА КАК КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВЕНТИЛЯЦИИ

Вопросам влияния качества воздуха в помещениях зданий на самочувствие людей уделяется особое внимание как экологами, врачами, диагностами, так и инженерами, проектировщиками систем вентиляции и кондиционирования воздуха. От качества воздуха зависит физическое состояние человека: при неудовлетворительном качестве воздуха люди чувствуют недомогание, потерю концентрации внимания, развитие болезней и т.д.

Ключевые слова: вентиляция, качество воздуха, воздухообмен, энергосбережение, энергетическая эффективность, углекислый газ

К вредностям, подлежащим ассимиляции системами вентиляции, относятся газообразные загрязнители, выделяемые в процессе дыхания и через поверхность кожи человека (аммиак, сероводород, ацетон и т. п.), а также химические летучие соединения, выделяемые мебелью и отделочными материалами в помещении. В процессе дыхания человека в нормальных условиях изменению концентрации подвержены в основном два компонента воздуха: кислород и углекислый газ. В ходе метаболических процессов в организме человека концентрация кислорода в выдыхаемом воздухе снижается с 20,9 до 16,3 %, а углекислого газа, наоборот, возрастает с 0,03 до 4 % [4]. Следует обратить внимание на то обстоятельство, что концентрация углекислого газа возрастает более чем в 100 раз. Специалистами было установлено, что степень концентрации газовых загрязнителей, выделяемых человеком, тесно коррелируют с изменением концентрации углекислого газа, выделяемого при дыхании человека [1, 2]. В этой связи концентрация углекислого газа была принята в качестве индикатора качества воздуха [3]. Другие вредные газовые выделения в помещениях жилых и общественных зданий (фенолформальдегиды, ацетон, аммиак и другие компоненты, выделяемые мебелью, отделочными материалами) приводят к эквивалентам углекислого газа [5]. Загрязнители от мебели и отделочных материалов (в основном формальдегиды и анилины) по отношению к вредностям, выделяемым человеком, носят в основном разнонаправленный характер и ассимилируются воздухообменом, рассчитанным по концентрации СО2. Как правило, в отсутствие людей в помещении фоновая кратность воздухообмена 0,1-0,2 ч-1 достаточна для ассимиляции вредностей от мебели и отделочных материалов.

ГОСТ 30494–2011 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях», разработанный с участием авторов статьи, предусматривает четыре класса качества воздуха в помещении в зависимости от концентрации углекислого газа:

- 1-й класс (оптимальный микроклимат, высокое качество) концентрация углекислого газа не более $400 \text{ cm}^3/\text{m}^3$;
- \bullet 2-й класс (оптимальный микроклимат, среднее качество) концентрация углекислого газа от 401 до 600 см³/м³;
- 3-й класс (допустимый микроклимат, допустимое качество) концентрация углекислого газа от $601\ \text{дo}\ 1\ 000\ \text{cm}^3/\ \text{m}^3;$
- 4-й класс недопустимо высокая концентрация углекислого газа, низкое качество воздуха более $1~000~{\rm cm^3/m^3}$.

Преимущество данного подхода к определению качества воздуха и необходимого воздухообмена по отношению к традиционному (по удельным расходам воздуха или по кратности воздухообмена) состоит в следующем:

- имеется возможность при определении воздухообмена учитывать степень загрязнения наружного воздуха;
- появляется стимул повысить эффективность вентиляции: обеспечивать подачу свежего воздуха в зону дыхания, не допускать пересечения приточными струями грязных зон в помещении;

-

Научный руководитель: *Шеногин Михаил Викторович* – кандидат технических наук, доцент, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

[©] Рыбакова Ю.А., 2020.

- может быть учтено наличие свежего воздуха в помещении перед его заполнением людьми;
- может быть корректно определен фоновый воздухообмен для удаления вредностей от мебели и отделочных материалов в нерабочее время;
- •повышается адекватность и точность контроля качества воздуха за счет прямых измерений концентрации углекислого газа в обслуживаемой зоне помещений.

Информацию о концентрации углекислого газа в наружном воздухе предоставляют станции метеонаблюдения. Для справки: среднегодовые примерные значения концентрации углекислого газа согласно [3] составляют:

- •сельская местность $-350 \text{ см}^3/\text{м}^3$;
- •малые города $-375 \text{ см}^3/\text{м}^3$;
- •загрязненный центр большого города $-400 \text{ см}^3/\text{м}^3$.

Величину воздухообмена для наиболее распространенной системы перемешивающей вентиляции определяют по формуле:

$$L = 55 \cdot 10^4 \frac{G}{g_{_{\rm H}} - g_{_0}}, \, \text{M}^3/\text{y},$$
 (1)

где G – количество углекислого газа, выделяемое в помещение человеком, г/ч;

 $g_{\rm H}$ и g_0 – концентрация углекислого газа, соответственно нормативная и в наружном воздухе, см³/м³.

Предполагается, что перемешивающая вентиляция равномерно распределяет воздух в помещении и концентрация вредностей, в том числе углекислого газа, одинаковая во всех точках помещения (рис. 1a). Как правило, для перемешивающей вентиляции характерна достаточно высокая кратность воздухообмена, не менее $3 \, \, \text{ч}^{-1}$.

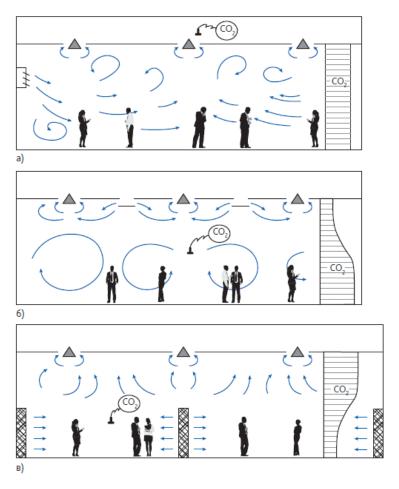


Рис. 1. Характер распределения углекислого газа при перемешивающей (а), короткозамкнутой (б) и вытесняющей (в) вентиляции

К классу перемешивающей вентиляции относятся системы с рециркуляцией воздуха, системы вентиляции, сочетающиеся с вентиляторными доводчиками систем кондиционирования воздуха (сплит-си-

стемами и фэнкойлами).

Во многих административных и офисных зданиях для устройства систем воздухораспределения используют подшивные потолки, в которые размещают и приточные, и вытяжные устройства. Как правило, кратность воздухообмена в традиционных решениях в этом случае не превышает 1,0-1,5 ч $^{-1}$.

В ряде случаев при изотермической вентиляции или при небольшом перегреве приточного воздуха значительная часть свежего воздуха по короткой траектории засасывается в вытяжные решетки, образуя так называемую короткозамкнутую циркуляцию (рис. 16). В этом случае углекислый газ, выдыхаемый людьми, накапливается в обслуживаемой зоне, и его концентрация значительно выше, чем в удаляемом воздухе. Это пример неэффективной организации вентиляции.

Надо отметить, что молекулярный вес углекислого газа более чем в 1,5 раза больше, чем у воздуха, и поэтому при слабой циркуляции он может накапливаться в нижней зоне помещений.

Коэффициенты эффективности воздухораспределения

Таблица

коэффициенты эффективности воздукориспределения					
Системы вентиляции	Коэффициент эффективности воздухораспределения				
Системы перемешивающей вентиляции с кратностью воздухообмена более 2,5 ч ⁻¹ , в том числе с рециркуляцией, со сплит-системами и фэнкойлами	1,0				
Изотермические системы вентиляции или системы вентиляции, совмещенные с воздушным отоплением со схемой воздухораспределения «сверху вверх» с кратностью воздухообмена не более 1,5 ч ⁻¹	1,1–1,3				
Системы вытесняющей вентиляции (displacement ventilation)	0,6–0,8				
Системы персональной вентиляции с подачей приточного воздуха в зону дыхания	0,3–0,5				

Примером эффективной вентиляции может служить вытесняющая вентиляция (displacement ventilation). Свежий приточный воздух с малыми скоростями из воздухораспределителей с большой поверхностью подается в обслуживаемую зону, как бы равномерно затапливая ее. Загрязненный воздух вместе с конвективными потоками от людей, оргтехники и оборудования вытесняется в верхнюю зону и удаляется из помещения (рис. 1в). В этом случае концентрация углекислого газа в обслуживаемой зоне может быть меньше, чем в удаляемом воздухе.

Формально во всех трех случаях (рис. 1) при традиционном подходе к проектированию может быть принят одинаковый воздухообмен, но фактически качество воздуха будет существенно отличаться.

Необходимое количество воздуха для вентиляции помещений следует определять согласно [2] с учетом коэффициента эффективности воздухораспределения (η):

$$L = \eta L_6$$
, м³/ч, (2) где L_6 – базовое количество наружного воздуха по действующим нормам, м³/ч.

Величина коэффициента эффективности воздухораспределения приведена в таблице.

Так, при нормативе концентрации углекислого газа в $800 \text{ см}^3/\text{м}^3$ и его концентрации в наружном воздухе $400 \text{ см}^3/\text{м}^3$ для рабочего места в административном здании при выделении от человека углекислого газа 45 г/ч (принято согласно [6] для взрослых людей при выполнении умственной работы) по формуле (1) можно определить расход наружного воздуха в системе вентиляции: $L = 61,875 \text{ м}^3/\text{ч} \sim 60 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Именно такое количество воздуха должна подать в помещение на одно рабочее место система перемешивающей вентиляции. Короткозамкнутой системе потребуется с учетом таблицы уже $66-78~\text{m}^3/\text{ч}$, вытесняющая вентиляция позволит снизить воздухообмен до $36-48~\text{m}^3/\text{ч}$, а персональная вентиляция – до $18-30~\text{m}^3/\text{ч}$.

Другими словами, при одинаковом качестве воздуха различие в воздухообмене, а соответственно, и в энергетических затратах (транспортировка воздуха по воздуховодам, нагрев, охлаждение) может составлять 1,5–2,0 раза.

Распределение полей концентрации углекислого газа в объеме помещений может быть рассчитано достаточно точно, но в большинстве случаев задачи моделирования воздушно-теплового режима помещений выполняются только для уникальных объектов [7]. На рис. 2 приведены примерные картины распределения концентрации углекислого газа при вытесняющей вентиляции (а) и в зоне действия приточной струи воздуха (б).

Эффективность систем вентиляции можно еще характеризовать временем жизни свежего воздуха – промежутком времени от момента истечения свежего воздуха из воздухораспределителя до момента попадания в зону дыхания. В системах персональной вентиляции эта величина составляет менее 1 с, в вытесняющих системах до 20–30 с, а в короткозамкнутых системах до 10 мин. Таким образом, эффективность системы воздухораспределения, или время жизни свежего воздуха, можно считать первым критерием адаптивности систем вентиляции.

Вторым критерием адаптивности следует считать соответствие объема выделяющихся вредностей, в данном случае углекислого газа, величине воздухообмена. Традиционные системы вентиляции запроектированы на расчетную наполняемость помещения людьми без возможности регулирования воздухообмена.

Так, например, если расчетная численность персонала в офисе 1 000 чел., это означает, что система постоянно подает и удаляет 60 тыс. м³/ч воздуха. Вместе с тем, с учетом отпусков, болезней, командировок фактическая наполняемость офиса не превышает 70 % от расчетной. Более того, даже при фиксированном режиме работы офиса первые сотрудники приходят на 1–2 ч раньше, а последние уходят на 3–4 ч позже.

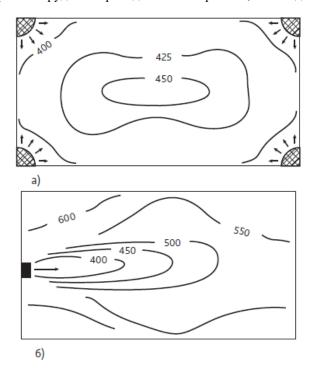


Рис. 2. Линии равных концентраций углекислого газа в плане помещения при вытесняющей вентиляции (a) и в струе приточного воздуха (б)

Таким образом, традиционная система вентиляции будет работать в расчетном режиме с момента прихода первых сотрудников до ухода последних.

Адаптивная вентиляция — это вентиляция с переменным расходом воздуха, предусматривающая возможность регулирования воздухообмена по отдельным зонам или помещениям здания в зависимости от их фактической заполняемости людьми. Такие системы позволяют соблюдать оптимальный баланс между качеством воздуха и энергетическими затратами, позволяя формировать и поддерживать комфортный микроклимат в помещении, и оказывают положительное влияние на самочувствие людей.

На рис. 3 приведены графики режима работы традиционной системы вентиляции с постоянным воздухообменом и адаптивной в зависимости от наполняемости офиса персоналом. Заштрихованная на графике область характеризует экономию расхода воздуха и энергии в системе адаптивной вентиляции, которая может достигать 40–50 %.

Сигналом для регулирования воздухообмена в системе адаптивной вентиляции могут служить значения концентрации углекислого газа, измеряемые специальным датчиком. По сигналу датчика регулирующие заслонки изменяют расход воздуха, поступающего в помещение. Далее сигнал передается на приточную и вытяжную вент-установки, оборудованные частотным приводом для изменения воздухопроизводительности вентиляторов.

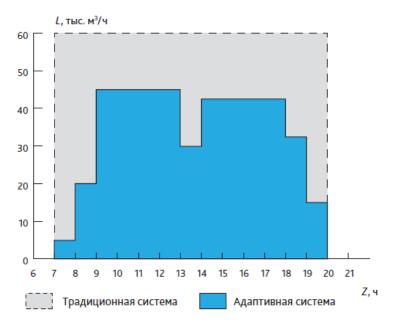


Рис. 3. График работы системы вентиляции

Важную роль играет место установки датчика концентрации углекислого газа. В системе перемешивающей вентиляции датчик может устанавливаться в сборном вытяжном воздуховоде, в других случаях – в обслуживаемой зоне, в зоне дыхания (рис. 1).

Выводы

Индикатором качества воздуха в жилых и общественных зданиях может служить концентрация углекислого газа.

При выборе систем вентиляции важным критерием адаптивности служит время жизни свежего воздуха, или эффективность воздухораспределения. Следует стремиться, чтобы свежий приточный воздух по короткой траектории достигал зоны дыхания, не пересекая при этом грязные зоны с выделением вредностей.

Важно обеспечить соответствие расхода приточного воздуха степени наполняемости помещений людьми. При сохранении высокого качества воздуха с использованием адаптивной вентиляции в зданиях с переменным количеством персонала и посетителей (таких как вокзалы, аэропорты, торговые комплексы, спортивные и развлекательные объекты, офисы) может быть достигнута экономия энергии по отношению к традиционным системам вентиляции в 30–50 %.

Библиографический список

- 1. Гурина И. В. Безопасный уровень углекислого газа требует ревизии // Экологический вестник России. 2008. № 10.
 - 2.Шилькрот Е. О., Губернский Ю. Д. Сколько воздуха нужно человеку для комфорта? // ABOK. 2008. № 4.
 - 3.ГОСТ 30494-2011 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях».
 - 4. Уэст Дж. Физиология дыхания. Основы. М., 1988.
- $5.EN\ 13779:2007.$ Ventilation for non-residental buildings Performance requirements for ventilation and room-conditioning systems.
- 6. Богословский В. Н., Новожилов В. И., Симаков Б. Д., Титов В. П. Отопление и вентиляция. Учебник для вузов. В 2-х ч. Ч. 2. Вентиляция. Под ред. В. Н. Богословского. М.: Стройиздат, 1976.
 - 7. Горбунов В. А. Моделирование теплообмена в конечно-элементном пакете Femlab. Иваново, 2008.
 - 8.Системы адаптивной вентиляции: перспективные направления развития // АВОК. 2011. № 7.

РЫБАКОВА ЮЛИЯ АЛЕКСЕЕВНА — магистрант, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

В.В. Мясоедов

ВЛИЯНИЕ МИКРОКЛИМАТА НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ТРУДА РАБОЧИХ В РМЦ

В статье рассмотрено влияние параметров микроклимата производственного помещения на производительность труда сотрудников ремонтно-механического цеха (РМЦ). Выявлена зависимость влияния температуры на трудоспособность персонала, рассмотрена необходимость учёта индекса жары при расчёте оптимальных параметров воздуха помещения, проанализирован ряд других параметров микроклимата помещений, которые необходимо контролировать и регулировать. Также в статье исследован вопрос обеспечения оптимального режима освещения внутри помещения, с одной стороны соответствующего нормативам с другой стороны учитывающий особенности объекта, в том числе динамически изменяющиеся условия освещения. В заключительной части статье сделан вывод о значимости параметров микроклимата и освещения в процессе трудовой деятельности работников РМЦ, а также сделано предположение о необходимости применения автоматических систем регулирования указанных параметров.

Ключевые слова: производительность, автоматическое управление, микроклимат, освещение, ремонтно-механический цех.

Ремонтно-механический цех — зона повышенной опасности, требующая от работников максимальной собранности и высоких профессиональных навыков. Но не только личные и профессиональные характеристики персонала влияют на безопасность рабочей деятельности. Сложно недооценить важность условий, созданных на рабочем месте. Микроклимат в помещении, уровень освещенности, шума и множество других факторов оказывают значительное влияние не только на работоспособность человека в данный момент, но и на психоэмоциональное состояние в целом, что может отразиться на работе человека в будущем [1].

Кроме непосредственного снижения производительности труда из-за утомления и ухудшения физического состояния стоит учитывать возможность получения травм различной степени тяжести из-за снижения концентрации. Во время работы сотрудникам цеха приходится иметь дело с такими источниками повышенной опасности, как например: станки, оборудование для высокотемпературной обработки изделий, летучие химические соединения.

Таким образом, задача поиска оптимальных алгоритмов автоматического управления системами микроклимата и освещения имеет два ключевых аспекта: обеспечение энергоэффективных и ресурсосберегающих режимов работы, а также повышение производительности и безопасности труда на предприятии [2]. Оценка влияния условий микроклимата и освещения помещений на производительность труда. Для данной работы в период с 12.03.2014 по 24.02.2015 были проведены наблюдения в ремонтно-механическом цеху завода ЖБИ № 6. В результате исследования за этот период были собраны статистические данные в соответствующих условиях трудовой деятельности сотрудников. В ходе анализа полученных данных, была выявлена зависимость производительности труда персонала от различных параметров микроклимата внутри помещения. Ниже представлен график, характеризующий зависимость уровня производительности труда рабочих от температуры воздуха внутри ремонтно-механического цеха, с учётом влияния времени года (Рисунок 1).

Научный руководитель: *Мельников Владимир Михайлович* – кандидат технических наук, доцент, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

[©] Мясоедов В.В., 2020.

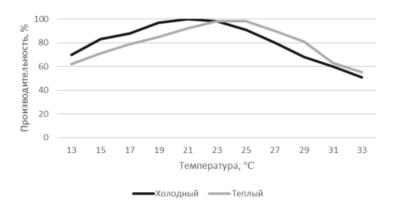


Рис. 1. Зависимость производительности труда от температуры

Можно наблюдать, что диапазон комфортной температуры для летнего (теплого) периода имеет нижнюю и верхнюю границы 23 °C и 25 °C соответственно. После выхода значения температуры из этого интервала более чем на 5 °C, наблюдается значительное снижение производительности труда рабочих. Аналогичная ситуация наблюдается и в зимний (холодный) период, со смещением графика приблизительно на 4 °C в сторону более низкой температуры, что является следствием адаптации организма к более низкой температуре окружающей среды. Кроме непосредственного влияния температуры на организм, важно учитывать влажность воздуха. Для этого применяется индекс жары. Он учитывает реальную температуру воздуха и его влажность. В результате получается примерное значение температуры, которое воспринимается организмом человека. К примеру, при реальных 24 °C, в зависимости от влажности человек может ощущать температурный разброс от 18 °C при нулевой влажности, до 27 °C, при стопроцентной. Этот факт свидетельствует о том, что вместе с измерением и регулированием температуры, нельзя забывать о необходимости коррекции уровня влажности воздуха и поддержании его в заданной норме, соответствующей текущей температуре воздуха.

Приведённая таблица наглядно демонстрирует опасность высокой влажности воздуха при значениях температур, незначительно превышающих допустимые ограничения (Рисунок 2)

			Температура (°C)															
		27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43
	40	27	28	29	30	31	32	34	35	37	39	41	43	46	48	51	54	5
	45	27	28	29	30	32	33	35	37	39	41	43	46	49	51	54	57	
	50	27	28	30	31	33	34	36	38	41	43	46	49	52	55	58		
	55	28	29	30	32	34	36	38	40	43	46	48	52	55	59			
	60	28	29	31	33	35	37	40	42	45	48	51	55	59				
_	65	28	30	32	34	36	39	41	44	48	51	55	59					
Относительная влажность (%)	70	29	31	33	35	38	40	43	47	50	54	58						
BIGNIOCID (76)	75	29	31	34	36	39	42	46	49	53	58							
	80	30	32	35	38	41	44	48	52	57								
	85	30	33	36	39	43	47	51	55									
	90	31	34	37	41	45	49	54										
	95	31	35	38	42	47	51	57										
	100	32	36	40	44	49	54											

Рис. 2. Таблица значений индекса жары

Также при разработке системы вентиляции и создании управляющего алгоритма, отдельное внимание стоит уделять расчёту скорости потока воздуха в помещении. При превышении нормативных значений (0,2 м/с в летний период и 0,5 м/с в зимний) персонал может подвергаться различным негативным факторам от возникновения ощущения дискомфорта до развития заболеваний. Не стоит забывать про контроль содержания примесей в воздухе помещения. ПДК вредных веществ, содержащихся в воздухе, должна соответствовать установленным нормативам и регулярно измеряться. По причине того, что рабочие проводят большую часть времени в помещении цеха, одним из важнейших параметров из работы является уровень освещенности, как всего объема помещения, так и непосредственно на рабочем месте. В ремонтно-механических цехах зачастую обеспечивается совмещенное освещение, предполагающее частичное использование естественного освещения, а при необходимости поддержания заданного уровня освещённости — искусственного освещения, как общего, так и местного. Параметры освещения рабочего места определяются в зависимости от разряда выполняемой зрительной работы, условий естественной освещенности, геометрических параметров помещения и иных факторов. Вышеперечисленные факторы могут в течение времени в различной степени изменяться. для компенсации возмущающего воздействия наиболее целесообразно применение автоматических систем управления освещением с обратной связь. Отдельно необходимо рассмотреть вопрос об идентичности параметров естественного и совмещенного освещения производственных объектов, в том числе и помещений ремонтно-механического цеха. Параметры совмещенного освещения зачастую не идентичны параметрам естественного, таким образом, последующая денатурация освещения негативно сказывается на производительности труда и самочувствии персонала [3, с. 889-891]. Одним из возможных способов решения задачи минимизации негативных эффектов от денатурации совмещенного освещения является применение систем имитации естественного излучения в рамках концепции квази-естественного освещения [4,5] Заключение. На основании изложенного материала можно сделать заключение о том, что параметры микроклимата и освещения помещений оказывают существенное воздействие на производительность труда рабочих ремонтно-механического цеха. Применение систем автоматического управления параметрами микроклимата и освещения позволит достигать наиболее оптимальных параметров, приближенных к параметрам естественного окружения, благоприятного для человека [6], однако прежде чем указанные условия будут созданы, необходима разработка соответствующих алгоритмов и систем управления параметрами окружающей среды в помещении.

Библиографический список

- 1. Кочетов О.С. Комфортность рабочей зоны по микроклимату / Кочетов О.С. // Актуальные проблемы гуманитарных и естественных наук / N 4–1 /2015.
- 2. Лазаренков А. М. Влияние параметров микроклимата на работающих в литейных цехах / Лазаренков А.М., Хорева С.А. // Литьё и металлургия / № 3 (66) /21012.
- 3.Справочная книга по светотехнике / под ред. Ю.Б. Айзенберга. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Знак, 2006. -950 с.
- 4. Беккер Ю.Л. Актуальность и перспективы концепции квази-естественного освещения. / Ю.Л. Беккер, В.А. Завьялов, Р. С. Ульянов, И. А. Шиколенко. // Естественные и технические науки. 2015. № 5. С. 143–145.
- 5.Беккер Ю.Л. Выявление ключевых аспектов системы совмещенного освещения с позиции соответствия концепции квази-естественного освещения. / Ю.Л. Беккер, В.А. Завьялов, Р.С. Ульянов, И.А. Шиколенко. // Естественные и технические науки. 2015. С. 149–151.
- 6.Беккер Ю.Л. Перспективы применения систем управления микроклиматом и искусственным освещением в замкнутых изолированных помещениях. / Ю. Л. Беккер, Р. С. Ульянов // Научно-технический вестник Поволжья. 2014. № 5. С. 312–314.

МЯСОЕДОВ ВИКТОР ВЛАДИМИРОВИЧ – магистрант, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

В.А. Пинчук

СИСТЕМА ПОДДЕРЖАНИЯ МИКРОКЛИМАТА В СЕРВЕРНОМ ПОМЕЩЕНИИ

Описывается система, предназначенная для поддержания оптимального микроклимата в серверном помещении банковского расчетно-кассового центра. Обеспечивается необходимая температура и влажность, а также очищается воздух от пыли.

Ключевые слова: микроклимат, вентиляция, банк, сервер, заслонки, увлажнитель, температура, датчик, микроконтроллер, двигатель, осушитель, фильтр.

Представленная система предназначена для поддержания оптимального микроклимата в серверном помещении банковского расчетно-кассового центра, объемом не более 300 кубических метров. Система должна поддерживать необходимую температуру и влажность, а также очищать от пыли воздух в помещении. Исходя из этого, выделим следующие параметры системы:

- состояние двух воздушных заслонок;
- температура снаружи помещения;
- температура внутри помещения;
- состояние фильтров;
- состояние вентиляторов и двигателей;
- наличие воды в увлажнителе;
- температура воды обогревателя.

Предполагается использование водяного обогревателя, связанного с центральным отоплением (горячим водоснабжением). Схема системы поддержания микроклимата приведена на рис. 1.

В системе предусмотрены следующие датчики:

- 4 контактных датчика открытия/закрытия воздушных заслонок;
- 3 контактных датчика состояния фильтров;
- 3 контактных датчика состояния вентиляторов;
- контактный датчик состояния вентилятора увлажнителя;
- контактный датчик наличия воды в увлажнителе;
- 3 датчика температуры;
- датчик влажности;
- датчик вращения двигателя роторного теплообменника;
- датчик вращения двигателя компрессора осушителя-охладителя.

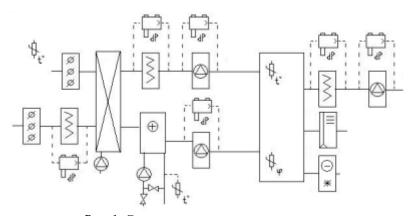


Рис. 1. Система поддержания микроклимата

Научный руководитель: *Стариков Альберт Николаевич* – кандидат технических наук, доцент, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

[©] Пинчук В.А., 2020.

Система управляет следующими устройствами:

- два двигателя открытия/закрытия воздушных заслонок (постоянная скорость вращения);
- два двигателя вентиляторов (плавное регулирование);
- двигатель водяного насоса (плавное регулирование);
- двигатель схемы сбора пыли (постоянная скорость вращения);
- двигатель вентилятора увлажнителем (постоянная скорость вращения);
- двигатель компрессора осущителем-охладителем (постоянная скорость вращения);
- два трехпозиционных электромагнитных водяных клапана;
- двухпозиционный клапан слива воды в осущителе-охладителе;
- двигатель роторного теплообменника (постоянная скорость вращения).

В системе предусмотрены следующие функции:

- опрос клавиатуры;
- обслуживание звуковой сигнализации;
- обслуживание схемы отображения информации.

Предусмотрено задание требуемой температуры и влажности при помощи клавиатуры, показанной на рис. 2.



Рис. 2. Клавиатура

Диапазон задаваемых температур — от +15 до +30 °C с шагом в 1 °C. Диапазон задаваемых значений влажности — от 40 до 90 % с шагом 1 %. Задание крайних значений величин клавиатурой не воспринимается.

Система отображает температурную информацию на жидкокристаллическом дисплее (рис. 3). При работе системы возможны следующие аварийные ситуации:

- неисправности одного из вентиляторов (срабатывание соответствующего датчика);
- неисправности воздушной заслонки (на срабатывание соответствующего контактного датчика в течение 1 минуты после подачи напряжения на двигатель заслонки);
 - засорен один из фильтров (срабатывание соответствующего контактного датчика);
 - неисправность водяного калорифера (повышение температуры обратной воды выше 40 °С);
 - не вращается ротационный рекуператор;
 - неисправность увлажнителя (нет эффекта работы через полчаса);
 - неисправность осушителя-охладителя (нет эффекта работы через полчаса).

В системе предполагается использование ультразвукового увлажнителя и фильтра НЕРО для сбора пыли.

При возникновении аварийных ситуаций (кроме засорения фильтров и отсутствия воды в увлажнителе) обесточиваются все блоки. При всех аварийных ситуациях о неисправности сообщается подачей звукового сигнала, а также выводится сообщение на дисплей.



Рис. 3. Дисплей системы

Структурная схема системы изображена на рис. 4 и состоит из следующих блоков:

- КДВЗ контактный датчик воздушной заслонки;
- СС схема сопряжения;
- ДВЗ двигатель воздушной заслонки;
- СУДВЗ система управления двигателем воздушной заслонки;
- КДСФ контактный датчик состояния фильтров;
- ДРТ двигатель роторного теплообменника;
- СУДРТ система управления двигателем роторного теплообменника;
- ДВКВ двигатель вентиляции каналов вентиляторов;
- СУДВКВ система управления двигателями вентиляторами каналов вентиляции;
- ДПС двигатель пылесборника;
- СУДП система управления двигателем пылесборника;
- ДУ двигатель увлажнителя;
- СУДУ система управления двигателем увлажнителя;
- ДКОО двигатель компрессора осушителя охладителя;
- СУДКОО система управления двигателя компрессора осущителя охладителя;
- КДВК контактный датчик вентилятора каналов вентиляции;
- КДСУ контактный датчик состояния вентилятора увлажнителя;
- КДНВУ контактный датчик наличия воды в увлажнителе;
- ДТ датчик температуры;
- ДВ датчик влажности;
- ДВРТ двигатель вращения ротора теплообменника;
- ДВКОО датчик вращения компрессора осущителя охладителя;
- ЭВК электромагниты водяных клапанов;
- КС клапан слива воды в осущителе охладителе;
- СУПВК система управления электромагнитных водяных клапанов;
- СУКС система управления клапаном слива воды;
- C3C схема звуковой сигнализации;
- СОИ схема отображения информации;
- Кл клавиатура.

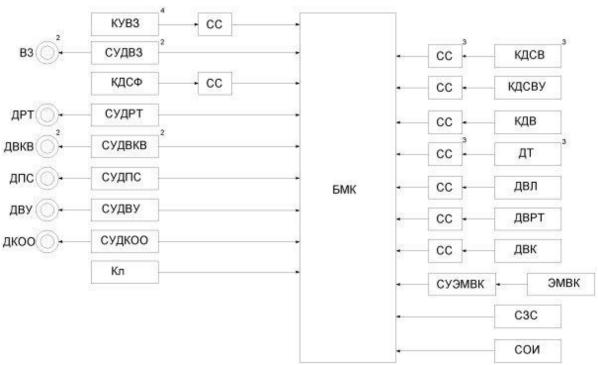


Рис. 4. Структурная схема устройства

Функциональная схема системы представлена на рис. 5 и состоит из следующих блоков:

- ДТВ датчик температуры внутри помещения;
- ДВл датчик влажности внутри помещения;
- ДТВд датчик температуры воды;
- ДТС датчик температуры снаружи помещения;
- КДСЗ контактные датчики состояния заслонки;
- КДСФ контактные датчики состояния фильтров;
- КДСВ контактные датчики состояния вентиляторов увлажнителя и канала вентиляции;
- КДНУ контактный датчик наличия воды в увлажнителе;
- ДВРТ датчик вращения роторного теплообменника;
- СС схема сопряжения;
- ДВДК датчик вращения двигателя компрессора;
- Кл клавиатура;
- СП супервизор питания;
- AVR центральный микроконтроллер;
- ДГ электродинамический громкоговоритель;
- ПР полупроводниковое реле;
- ДВЗ двигатель заслонок;
- ДВРтТ двигатель вращения ротора теплообменника;
- ДВ двигатель вентилятора;
- ДВССП двигатель системы сбора пыли;
- ДВВУ двигатель вентилятора увлажнителя;
- ДВК двигатель компрессора осущителя охладителя;
- ЭВК электромагнитный водяной клапан;
- ЭКСВ электромагнитный клапан слива воды в осущителе-охладителе;
- РГ регистр;
- LCD жидкокристаллический дисплей;
- MUX мультиплексор.

Схема работает следующим образом. Центральным звеном является микроконтроллер, который связан со всеми блоками системы, построенной по радиальному принципу. Все датчики имеют цифровой выход. Исходя из этого, в схему введен мультиплексор для подключения датчиков напрямую к портам микроконтроллера.

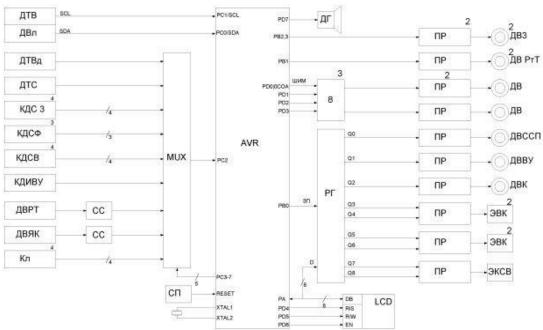


Рис. 5. Функциональная схема системы

Управление мультиплексором осуществляется посредство генерации кодов, при этом датчики опрашиваются последовательно. Отдельно обслуживаются датчики температуры и влажности внутри помещения, объединенные с одну схему. Опрос данных датчиков ведется по интерфейсу I²C (общий выход).

Для звуковой индикации аварийного состояния на соответствующий порт контроллера программным способом формируется периодический сигнал частотой 10 кГц. Подключение потребителей энергии к сети происходит посредством полупроводниковых реле. Реле управляются напрямую микроконтроллером либо через регистр — защелку, который расширяет функцию ввода/вывода. Все потребители имеют два режима работы: включено/выключено. Исключение составляют двигатели вентиляторов, управляемых ШИМ-способом (используется таймер-счетчик микроконтроллера).

Кроме того, микроконтроллер обслуживает систему отображения информации, построенную на ЖК-дисплее. Для этого он формирует информационный канал и служебные сигналы напрямую.

Библиографический список

1.Кузнецов, Р. И. Вентиляция в быту и на производстве- М.: Высшая школа, 1983. — 242 с. 2.Левшин, В. П. Основы безопасности жизнедеятельности — М.: Горячая линия — Телеком, 2003г. — 234 с.

ПИНЧУК ВАДИМ АНАТОЛЬЕВИЧ — магистрант, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

С.М. Плахотник

СРАВНЕНИЕ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ДЕЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТИПА

В условиях сельских поселений наиболее эффективно использование систем и технических средств теплообеспечения децентрализованного типа. В статье рассмотрены различные их варианты и приведено обоснование. Выполнен сравнительный анализ систем тепло- и хладоснабжения с различными агрегатами. Результатом расчета капитальных и эксплуатационных затрат для различных типов инженерных систем стал график, на основании которого определен срок окупаемости теплонасосной системы.

Ключевые слова: теплоснабжение, теплонасос, децентрализованное теплоснабжение, газовый котёл, тепловой насос, электрокотёл.

Одной из приоритетных социально-экономических задач является достижение устойчивости развития, направленного на обеспечение продовольственной, повышение уровня и качества жизни сельского населения, рациональное использование природных ресурсов и сохранение окружающей среды для будущих поколений. Большое значение в решении этой задачи имеет создание комфортной, безопасной и рационально спроектированной среды жизнеобитания. Развитие сельских поселений происходит в условиях ограниченных финансовых возможностей государства, требующих рационального использования ресурсов. В связи этим, существует острая необходимость экономного использования электрической и тепловой энергии, и применение энерго и ресурсосберегающих технологий в инженерных системах сельских поселений становится особенно актуальным в настоящее время.

Очевидно, что для жилых объектов сельских поселений (наряду общественными и промышленными) именно системы теплоснабжения являются потребителями энергии повышенного потенциала.

В условиях сельских поселений наиболее эффективно использование систем и технических средств теплообеспечения децентрализованного типа [1].

Для отопления жилых зданий используют системы, различающиеся энергоносителями и конструктивными элементами: воздушные, электрические, водяные. Наиболее комфортной считается система водяного отопления. Для этой системы могут использоваться различные виды теплоисточников — котлов отопления.

Решающим моментом при выборе способа и системы отопления является наличие и доступность источника энергии, в качестве которого для современных отопительных котлов может использоваться газообразное, жидкое или твердое топливо. Однако при этом необходимо также учитывать требования, предъявляемые как к системе отопления, так и к отопительному агрегату (таблица 1).

Требования к системе отопления и отопительному агрегату

Таблица 1

-r					
Требования, предъявляемые к системе отопления	надежность				
	доступность				
	компактность				
	эффективность				
Требования, предъявляемые к отопительному агрегату	экономические, технические, санитарно-гигиенические показатели прибора				
	тепловой режим помещений				
	архитектурные особенности дома				

Научный руководитель: *Мельников Владимир Михайлович* – кандидат технических наук, доцент, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

[©] Плахотник С.М., 2020.

Наибольшее распространение (из традиционных отопительных агрегатов) для отопления жилых

зданий в настоящее время получили газовые и электрические котлы отопления. Однако следует отметить, что указанные агрегаты имеют как достоинства, так и недостатки. Альтернативой газовому или электрическому котлу может стать теплонасосная установка.

Оценку целесообразности использования теплонасосных установок необходимо производить с учетом ряда факторов [2]: термодинамического, конструктивного, экономического, экологического, социального, которые могут послужить основой для сравнения различных систем отопления. Теплонасосные системы теплоснабжения проектируются для каждого конкретного объекта в зависимости от энергетических нагрузок, почвенно-климатических условий района строительства и стоимости энергоносителей. В отличие от традиционных аналогов, для теплонасосных систем теплоснабжения характерны повышенные единовременные капитальные вложения при сравнительно низких эксплуатационных издержках [3, 4].

Был проведен сравнительный анализ технических характеристик отопительных агрегатов мощностью 20 кВт: газового котла, электрического котла, теплового насоса.

Сравнительные характеристики отопительных установок

Таблица 2

•	(Способ теплоснабжения помещений				
Технические характеристики	Газовый котел	Электрический котел	Тепловой насос			
Стоимость оборудования	Средняя	Низкая	Высокая			
Отапливаемая площадь, м ²	300	300	300			
Мощность установки, кВт	20	20	20			
Площадь котельной, M^2	6	3	6			
Расход электрической энергии, кВт/час	2,5	22	3,3			
Источник тепловой энергии	Газ	Электрический ток	Тепло земли, электрический ток			
Расход энергоносителя в год	8500 м ³	115000 кВт	Энергия земли — бесплатно			
Срок службы	15-20 лет	3–8 лет	до 50 лет			
Пожароопасность	Опасен	Опасен	Безопасен			
Взрывоопасность	Опасен	Опасен	Безопасен			
Уровень экологической опасности	Вреден (выделяет СО и NO _x)	Безвреден	Безвреден			
Вентиляция	Необходима	Не нужна	Не нужна			
Обслуживание	Регулярный осмотр	Периодический осмотр	Периодический осмотр			
Надежность	Высокая	Высокая	Очень высокая			
Автономность при отсутствии снабжения энергоносителями	Не обеспечивает	Не обеспечивает	Обеспечивает при наличии резервного электрогенератора 3,3 кВт			
Возможность охлаждения помещения	Не обеспечивает	Не обеспечивает	Обеспечивает			
Окупаемость	Не окупается	Не окупается	Окупается за 3-5 лет			

Анализ данных, приведенных в таблице 2, показывает, что наиболее эффективной является система теплоснабжения на основе теплового насоса, которая уступает системе с газовым котлом только по стоимости оборудования и расходу электрической энергии, а системе с электрическим котлом — по стоимости оборудования и габаритам (что приводит к увеличению площади котельной и капитальных затрат). А по важнейшим характеристикам (срок службы, надежность, автономность, возможность охлаждения помещения, окупаемость) системы с тепловым насосом не только не уступают, но и значительно превосходят традиционные системы теплоснабжения.

Расчет капитальных и эксплуатационных затрат по устройству систем теплоснабжения и холодоснабжения с использованием традиционных агрегатов (газовый и электрический котлы и кондиционер) и альтернативных (тепловой насос) был выполнен для жилого здания площадью 300 м² (таблица 3). Результатом выполнения расчетов стал график, на основании которого был определен срок окупаемости систем тепло- и хладоснабжения на основе теплового насоса.

Таблица 3

Расч	ет затрат на устройст	тво инжен	ерных систем	
Отапливаемая	300			
Стоимость теплово	14391			
	Параметры климатиче		удования 22,	
Тепловая мощность систем	Тепловая мощность системы отопления и ГВС, кВт			
Холодопроизводительность	системы охлаждения, в	кВт	23,6	525
-	Параметры энер	гопотребле	- Rин	
Потребление газа, м3/год	8994,375		-	-
Потребление электроэнергии, кВт/год	7875		17988,75	74584,22
	Первичные	е затраты		
Газовый котёл	1062,72		-	-
Тепловой насос	-		14391	-
Электрический котел	-		-	664,2
Кондиционирование	9922,5		2362,5	9922,5
Устройство котельной	1500		-	-
Подключение газа	3000		-	-
Всего	13985,22		16753,50	10586,70
	Ежегодные затраты	на обслужи	ивание	,
Газовый котёл	300	,	_	_
Кондиционирование	450		_	450
Дымоход	120		_	-
Итого	870		-	450
111010	Ежегодные расходы	на энергоно		100
Газовый котёп			Тепловой насос	Электрокотел
Год	Электроэнергия Газ		Электроэнергия	Электроэнергия
2015	393,8	1439.1	899,4	3729,2
2016	492,2	1870,8	1124,3	4661,5
2017	615,2	2432,1	1405,4	5826,9
2018	769,0	3161,7	1756,7	7283,6
2019	961,3	4110,2	2195,9	9104,5
2020	1201,6	5343,3	2744,9	11380,6
2021	1502,0	6946,3	3431,1	14225,8
2022	1877,5	9030,1	4288,9	17782,3
2023	2346,9	11739,2	5361,1	22227,8
2023	Итог затрат		3301,1	22221,0
	Газовый кот		Тепловой насос	Электрокотел
2015	1 азовый котел		17652,9	14765,9
2016	17218,2		17877,8	15698,2
2017	17218,2		18158,9	16863,6
2017	18786,0		18510,2	18320,3
2019	19926,7		18949,4	20141,2
2019	21400,1		19498,4	22417,3
2020	23303.5		20184,6	25262,5
2021	25762,9		21042,4	28819,0
2022	28941,3		22114,6	33264,5
2023	28941,3		44114,0	33204,3

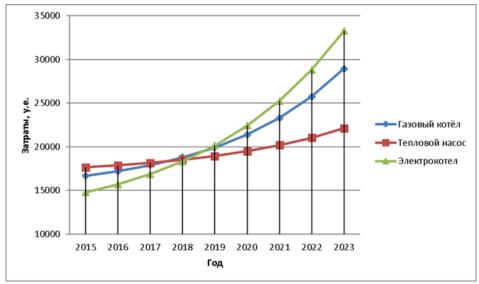


Рис. 1. График затрат на устройство и эксплуатацию систем тепло- и хладоснабжения

Из рисунка 1 видно, что срок окупаемости системы с использованием теплового насоса составляет около 2,5 лет в сравнении с системой с газовым агрегатом, и чуть более 3 лет в сравнении с системой с электрическим агрегатом.

Исходя из результатов проведенного исследования, можно сделать вывод, что для решения проблем энерго и ресурсосбережения в инженерных системах объектов сельских поселений теплонасосные технологии являются наиболее перспективными.

Библиографический список

- 1. Стребков, Д. С. Современные энергосберегающие тепловые технологии в сельском хозяйстве [Текст] / Д. С. Стребков, А. В. Тихомиров, С. А. Растимешин // Энергосбережение важнейшее условие инновационного развития АПК: материалы междунар. науч.-техн. конф. Минск: БГАТУ, 2011. С.6–8.
- 2. Макаров А. А., Фортов В. Е. Тенденции развития мировой энергетики и энергетическая стратегия России // Вестник РАН. 2004 № 3.
- 3. Васильев, Γ . Π . Теплоснабжение зданий и сооружений с использованием низкопотенциальной тепловой энергии поверхностных слоев Земли: монография / Γ . Π . Васильев M.: Издательский дом « Γ раница», 2006. 176 с., ил.
- 4. Руководство по применению тепловых насосов с использованием вторичных энергетических ресурсов и нетрадиционных возобновляемых источников энергии. Москомархитектура. ГУП «НИАЦ», 2001.

ПЛАХОТНИК СЕРГЕЙ МИХАЙЛОВИЧ — магистрант, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

Т.М. Плахотник

СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ГАЗОВОГО КОМПЛЕКСА РОССИИ

В статье рассмотрено состояние и перспективы развития газового комплекса России, проанализирована динамика инвестиций в развитие газовой инфраструктуры. Выделены основные факторы, гарантирующие долгосрочный спрос на газ в мире.

Ключевые слова: газовый комплекс, добыча газа, экспорт газа, ATP.

В настоящее время газовый комплекс России занимает ключевую позицию в развитии экономики страны, обеспечивая 20 % всех поставок газа на мировой рынок и более 20 % поступлений в государственный бюджет [7]. Согласно данным министерства энергетики Российской Федерации, добычу природного и попутного нефтяного газа на территории страны, по состоянию на 01.01.2016 г., осуществляют 257 добывающих предприятий, из которых более 30 % входят в структуры, связанные с вертикально-интегрированными компаниями нефтяной промышленности (рис.1).



Рис. 1. Структура участников добычи газа в 2016 г.

Объем поставок газа в 2015 г. на внутренний и внешний рынок, включая 19,1 млрд м3 добытого и закупленного Газпром (ПАО) в Туркмении и Узбекистане по соглашению о разделе продукции и заключенных долгосрочных соглашениях о сотрудничествах в этой отрасли, уменьшился и составил чуть более 655 млрд м3 (рис.2). Несмотря на это, Российская Федерация по объемам экспорта газа продолжает удерживать 1 место в мире с совокупной долей в 21,2 % от мирового потребления [4].

[©] Плахотник Т.М., 2020.

Научный руководитель: *Стариков Альберт Николаевич* – кандидат технических наук, доцент, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

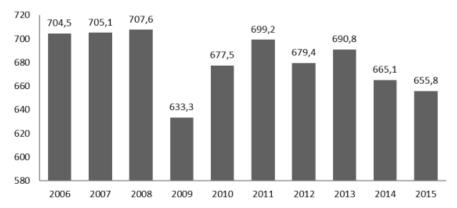


Рис. 2. Динамика поставок российского газа в 2006–2015 гг, млрд м3.

В целом газовую промышленность за период с 2000-2015 гг. характеризуют высокие объемы добычи с темпом прироста около 9 %. В 2015 г. произошло снижение объемов добычи газа по сравнению с 2014 г. на 1 % или до 635,5 млрд м³ (рис.3.). Объемы добычи природного газа также продемонстрировали спад с 569,4 в 2014 г. до 556,9 млрд м³ в 2015 г. или на -2,2 % в абсолютном выражении [4].

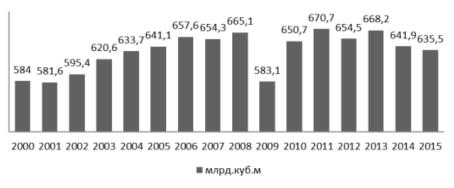


Рис. 3. Динамика добычи газа в России с 2006 по 2015 гг., в млрд ${\rm M}^3$

Среди операторов СРП падение газодобычи составило 0,1 процентных пункта (далее — п.п.), в «Газпром» (ПАО) 3,4 п.п. и в «НОВАТЭК» (ОАО) — 0,2 п.п. Другие участники газодобычи напротив продемонстрировали рост: вертикально-интегрированные компании на 1,1 п.п., независимые компании — 2,6 п.п. При этом в структуре производителей более 63 % добычи газа обеспечили компании, связанные с «Газпром» (ПАО), а независимые компании менее 10 % (рис.4). Вместе с тем, по объему добычи газа Россия занимает второе место в мире (16,7 % мировой добычи), уступая с 2009 г. США (20,2 %) [1].

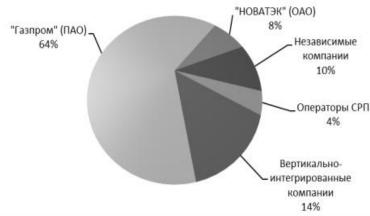


Рис. 4. Структура газодобычи по группам компаний в 2016 г.

По нашему мнению, снижение объемов добычи и поставок российского газа в 2015 г. произошло, во-первых, за счет уменьшения спроса на внутреннем рынке страны: доля внутреннего потребления упала на -1,2 п.п. и закрепилась на уровне 443,3 млрд м3 (67,7 % от общего объема поставок и является вторым в мире показателем после США), вследствие сокращения внутреннего спроса на газовое топливо, обусловленное как климатическими предпосылками (относительно теплые погодные условия отопительных сезонов 2014— 2015 гг.), так и падением промышленного производства. В структуре поставок наибольшее сокращение продемонстрировал сектор электроэнергетики на 6,5 % (-10,6 млрд м3), коммунально-бытовой и промышленный сектор 1,2 % (-3,1 млрд м3).

Во-вторых, по причине снижения объемов отгрузок в страны СНГ на до 34,1 млрд м3. При этом уменьшение поставок на 6,6 млрд м3 или 45,8 % в Украину по сравнению с 2014 г. стало возможным благодаря кризису в отношениях с Россией [4]. Экспорт газа в страны дальнего зарубежья, напротив, возрос на 12,3 млрд м3 (+7,4 % по отношению к 2014 г.), в страны Западной Европы экспорт увеличился на +12,0 млрд м3 (+8,2 % к 2014 г.). Всего доля экспорта составила 32,3 % или 211,5 млрд м3 от общего объема соответственно.

Доля попутного нефтяного газа (далее ПНГ) в добыче газа, которая возросла с 11,3~% в 2014 г. до 12,4~% в 2015 г. (табл.1)

Добыча и полезное использование ПНГ в разрезе компаний, млрд ${\rm M}^3$

Таблица 1

Access in a newconce memoriaseamine than a l			puspess remining maps in					
Variation in a sum of the sum of	Добыча ПНГ в 2015г.	Тпр к 2014г.		Полезное использование,%				
Компании, предприятия	дооыча ппі в 2013г.	%	+/-	2015	+/- к 2014г.			
ВИНК	61 399,9	+ 10,1	+ 5 657,7	89,1	+ 4,1			
«НК-Роснефть» (ПАО)	31 246	+ 16,4	+ 4 393,1	87,7	+ 7,4			
«Лукойл» (ПАО)	10 238,7	+ 6,3	+ 603,7	92,1	+ 2,3			
Операторы СРП	10 149	- 7,4	- 809,6	96,2	-0,5			
«Сургутнефтегаз» (ОАО)	9 487,1	+ 1,1	+ 106,1	99,4	+ 0,2			
«Газпром нефть» (ПАО)	6 509,1	+ 6,2	+ 380,3	79,6	- 0,8			
Независимые производители	4 355,2	+ 8,9	+ 354,4	63,8	- 2,7			
«Газпром» (ПАО)	1 873,5	+ 31,1	+ 444,5	96	+ 2			
НК «Русснефть» (АО)	1 492,6	+ 2,4	+ 35,5	94	+ 0,9			
«Татнефть» (ПАО)	916,2	+ 3,3	+ 28,9	94,6	0			
«НГК «Славнефть» (ПАО)	915,7	+ 5,2	+ 44,9	86,4	+ 5,7			
НОВАТЭК (ОАО)	790,9	+ 101,7	+ 398,9	96,1	+ 2,1			
АНК «Башнефть» (ПАО)	594,5	+ 12,3	+ 65,3	74,8	- 0,2			
Итого	78 568,5	+ 8,3	+ 6045,9	88,2	+ 2,7			

Кроме того, коэффициент полезного использования ПНГ увеличился в 2015 г. по сравнению с 2014 г. с 85,5 % до 88,2 % (рис.5). Основной задачей отрасли по-прежнему остается увеличение полезного использования попутного нефтяного газа до 95 % [4].

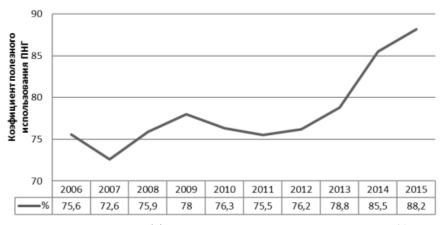


Рис. 5. Динамика коэффициента полезного использования ПНГ, %

Анализируя работу газоперерабатывающей промышленности в 2015 г. отметим, что всего на территории России было переработано 71,6 млрд м3 газа, что на 0,4 млрд м3 меньше, чем в 2014 г. (рис.6). Основную долю переработки природного газа в Российской Федерации осуществляет Газпром (ПАО) (более 96 %), а «СИБУР Холдинг» (ПАО) занимает долю 56,2 % в переработке попутного нефтяного газа.

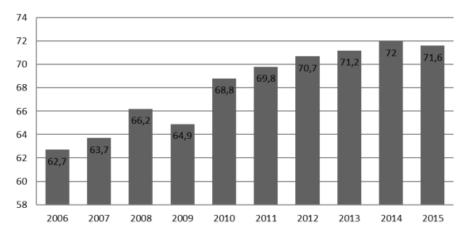


Рис. 6. Динамика переработки газа в России с 2006 по 2015 г., млрд м³

Валовое производство сжиженных углеводородных газов (далее СУГ) в 2015 г. составило 15856,4 тыс.т., из которых на фракцию бутана и пропана приходится более 46 % от общего валового производства СУГ (табл.2).

Валовое производство сжиженных углеводородных газов, тыс. т.

Таблица 2

Наименование фракции	2015	К 2014г.,%
Пропан	3281,3	+8,5
Изобутан	1709,9	+7,2
Бутан	4144,2	+1,1
Технический бутан	475,5	-26,5
Смесь пропан-бутан технический	4 465,0	+17,3
Пропан-бутан автомобильный	285,3	-60,2
Другие фракции	1495,2	+11.4

В целом отгрузка СУГ в 2015 г. увеличилась на +678,0 тыс. т. или на +5,4 % по сравнению с 2014 г., при этом на +533,4 тыс. т. или на +10,4 % возросли экспортные поставки в основном в страны дальнего зарубежья. Поставки на внутренний рынок (населению, коммунально-бытовому сектору) увеличились на +144,7 тыс. т. или на +1,9 % [4].

Валовое производство сжиженного природного газа (далее СПГ) в 2015 г. также увеличилась и составила 10824,2 тыс. тонн (+82,5 тыс. тонн или 0,8 % к 2014 г.). Основные объемы производимого СПГ (10807,9 тыс. тонн), экспортируется в Японию (70,6 % в общей доле поставок) и Южную Корею (25,1 % в общей доле поставок) (табл. 3). Всего доля СПГ в экспорте газа в 2015 г. составила 6,9 % [4].

Таблица 3 Структура экспорта СПГ по странам-импортерам из России в 2015г., тыс. т.

F J J F F	F F ,	
Страна	2015	К 2014г.,%
KHP	197,3	+50,4
киноп R	7635,7	-10,4
Южная Корея	2716,9	+40,1
Тайвань	257,9	+294,9

Значительное влияние на внутреннее потребление газа оказывает уровень газификации страны. В 2014 г. уровень газификации составлял 65,5 %, в 2015 г. — 65,7 %. Незначительный рост уровня газификации обусловлен снижением объема инвестиционных вложений в 2015 г. на 4,2 % (до 27,6 млрд руб.) [4].

Основной объем корпоративных инвестиций «Газпром» (ПАО) за период 2000—2015 гг. концентрировался в основном на крупных проектах, развивающих газотранспортную инфраструктуру, добыче газа и превысил объем инвестиций, направленных на нефтедобычу, на 46 млрд руб. в абсолютном выражении. Другими словами, «Газпром» (ПАО) нарастил объем инвестиций с 95 млрд. рублей в 2000 г. до 1,043 млрд. рублей в 2015 г., что сопоставимо с более чем 10-ти кратным ростом в рассматриваемом периоде (рис.7).

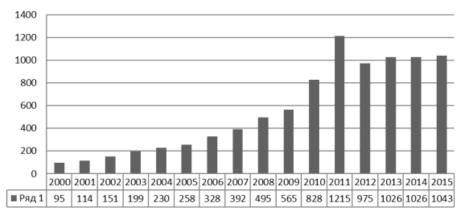


Рис. 7. Инвестиции в добычу газа и развитие инфраструктуры «Газпром» (ПАО), млрд. руб.

Некоторые крупные инфраструктурные проекты Газпром (ПАО) представлены ниже:

- газопровод «Ямал-Европа» (функционирует, протяженность более 2000 км., направление поставок ЕС);
 - газопровод «Турецкий поток» (заморожен, направление поставок Турция, ЕС);
- газопровод «Северный поток» (функционирует, протяженность более 1200 км., направление поставок EC);
- газопровод «Голубой поток» (функционирует, пропускная способность более 16 млрд м 3 в год) и др.

Учитывая напряженную геополитическую обстановку в мире, Российская Федерации совместно с «Газпром» (ПАО) в целях минимизации рисков с одной стороны и диверсификации рынков сбыта газа с другой, реализует новых крупный проект — строительство магистрального газопровода «Сила Сибири», ориентирующегося на поставки в страны Азиатско-Тихоокеанского региона.

По нашему мнению, рост инвестиций обосновывается, главным образом, прогнозом увеличения мирового потребления газа. Так, согласно отчету компании Лукойл (ПАО), прогнозируется, что в мире до 2025 г. мировое потребление газа будет ежегодно увеличиться, примерно, на 2,2 %, что является наиболее высоким темпом в сравнении с другими видами углеводородов [6]. Основной спрос на газ будет обеспечен странами Азиатско-Тихоокеанского региона (далее — АТР), поскольку в течение длительного периода времени рост спроса на газ и развитие систем газообеспечения в АТР происходит более быстрыми темпами, чем в других странах. За последние сорок лет это привело к увеличению доли региона в структуре глобального газопотребления почти в 15 раз. Так, по прогнозу Института нефтегазовой геологии и геофизики СО РАН, спрос на газ в Азиатско-Тихоокеанском регионе возрастет к 2020 г. до 730–750 млрд. м³, а к 2030 г. до 940–960 млрд. м³ (табл.4) [2].

Таблица 4 Прогноз спроса на газ в Азиатско-Тихоокеанском регионе до 2030г.

C	Спрос на г	аз по годам (среднее значение), млрд. м ³
Страны	2015	2020	2030
Китай	70	155	260
Япония	90	110	132
Южная Корея	40	55	90
Прочие	310	420	470
Всего	510	740	952

Как видно из таблицы, в Японии с 2020 г. одним из наиболее востребованных энергоресурсов станет природный газ, занимающей от 30 до 40 % от общего объема всей энергокорзины страны (в настоящее время этот показатель равен 20%). Это связано с тем, что после аварии на Фукусиме развитие японской энергетики ориентировано, прежде всего, на газ. Китай к 2030 г. по масштабу экономического потребления газа займет первое место в мире. Всего на долю стран АТР придется около 80 % прироста глобального спроса на газ.

Потенциальными поставщиками природного газа на мировом рынке являются страны Восточного Средиземноморья и Юго-Восточной Африки, поскольку обладают мощной ресурсной базой и выгодным расположением для поставок СПГ на рынки АТР. Например, в среднесрочной перспективе в Танзании и

ный потенциал региона до 70 млн. т.

Мозамбике ожидается введение в эксплуатацию мощностей по СПГ и позволит увеличить общий ресурс-

Основными факторами, гарантирующими долгосрочный спрос на газ в мире, являются:

- 1. Ужесточение экологических требований и усиление технологических ограничений в отношении воздействия на окружающую среду влияет на увеличения потребления газа и повышения его доли в структуре топливно-энергетического баланса, поскольку природный газ обладает высокой степенью экологичности в сравнении с другими видами топлива. Так, при сжигании газ выделяет меньше не только углерода чем, например, мазут или уголь, но также и других вредных веществ, таких как соединения серы и азота, что минимизирует влияние человека на экологическую систему (например, парникового эффекта) и обеспечивая устойчивое развитие территорий.
 - 2. Низкая стоимость по отношению к другим видам ископаемых топлив.
- 3. Демографический рост в мире влияет непосредственно на увеличение объемов потребления газа в промышленных и жилищно-коммунальных секторах. За последние 20 лет численность населения мира увеличилось на 1,6 млрд. человек и в последующие 20 лет население планеты может возрасти на 1,4 млрд. человек. Страны Азиатско-Тихоокеанского региона, главным образом, Китай, Индия и государства Ближнего Востока, обеспечат около 96 % от общего количества прироста населения [6].
- 4. Высокая инерционность технологических систем увеличивает единичный расход энергии и совокупное потребление энергетических ресурсов, поскольку большинство стран развивается преимущественно по индустриальной модели с лагом в 25–35 лет, в основном используя энергетические технологии с соизмеримым эксплуатационным ресурсом. Так, в Северной Америке, на Ближнем востоке и Азии, газовая генерация (в т. ч. когенерация) будет постепенно вытеснять котельные, работающие на угле и моторных видов топлива.
- 5. Открытые в последние годы крупные месторождения газа в Азии и Латинской Америке, будут способствовать развитию инфраструктуры, связанной с транспортировкой, переработкой и использованием газа, а также нефтяного сырья.

Таким образом, газовая промышленность за период с 2000—2015 гг. сохраняла высокие объемы добычи с темпом прироста около 9 %. С 2014 по 2015 г. произошло падение объемов добычи газа на 1 %, вследствие уменьшения спроса на внутреннем рынке страны, а также снижения объемов отгрузок в страны СНГ. Поставки газа на экспорт (включая СПГ) в 2015 г. напротив возросли на 6,3 % до 192,5 млрд м³ за счет увеличения спроса в странах дальнего зарубежья. Важной задачей отрасли по-прежнему остается увеличение полезного использования попутного нефтяного газа до 95 %, одновременно увеличив темпы добычи, поставки и переработки газа.

В целом к 2025 г. мировое потребление газа будет ежегодно увеличиваться, примерно, на 2,2 %, вследствие демографического роста, высокой инерционности технологических систем, низкой стоимостью по отношению к другим видам углеводородов, а также ужесточением экологических требований и усилением технологических ограничений в отношении воздействия на окружающую среду. Это позволяет прогнозировать на ближайшее десятилетие устойчивый спрос на газ.

Библиографический список

- 1.BP Statistical Review of World Energy June 2016 // BP Group [Электронныйресурс]. URL: https://www.bp.com/content/dam/bp/pdf/energy-economics/statistical-review-2016/bp-statistical-review-of-world-energy-2016-full-report.pdf Конторович А. Э., Коржубаев А. Г.,Эдер Л. В. Перспективы поставок природного газа России в страны Азиатско-Тихоокеанского региона // Регион: экономика и социология. 2008. № 2. С. 307—323.
- 2. Конторович А. Э., Эдер Л. В., Филимонова И. В. Газовая промышленность России в 2011 году // Газовая промышленность. 2012. № 10. С. 81.
- 3.Официальный сайт Министерство Энергетики РФ [Электронный ресурс] URL: http://minenergo.gov.ru/node/910
 - 4. Официальный сайт ПАО «ГАЗПРОМ» [Электронный ресурс] URL: http://www.gazprom.ru/
- 5. Основные тенденции развития глобальных рынков нефти и газа до $2025~\mathrm{r.//}$ Лукойл (ПАО) [Электронный pecypc] URL: http://www.lukoil.ru/materials/doc/Books/Guides/25062013.pdf
 - 6. Российский статистический ежегодник // Федеральная служба государственной статистики. 2014.
- 7. Эдер Л. В., Филимонова И. В., Мочалов Р. А., Савельева А. В. Нефтегазовый комплекс в экономике России // Экологический вестник России. 2012. № 10. С. 4–10.

ПЛАХОТНИК ТАТЬЯНА МИХАЙЛОВНА – магистрант, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

В.Г. Попов

ЭФФЕКТИВНОЕ КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЙ С ПОВЫШЕННОЙ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКОЙ

В статье рассмотрен технологический участок по производству различных компонентов для вафель на одном из предприятий Сибири. Приведенное решение позволяет снизить нагрузку на систему охлаждения.

Ключевые слова: система вентиляции, теплообменник, тепловая нагрузка, фильтр, *ID-диаграмма*.

В составе производственных предприятий нередко встречаются цеха с повышенной тепловой нагрузкой. Это могут быть различные сушильные камеры, технологические печи для нагрева или сушки продукции, стерилизаторы, цеха розлива напитков и пр. Как правило, в таких помещениях возникают проблемы, связанные с повышенной температурой воздуха: значения температуры, могут превышать +40...+50 °C не только летом, но и в холодный период года. Это, в свою очередь, может привести к нарушению технологического цикла производства, сбоям в электронике и автоматике управления технологическим оборудованием.

Между тем, каждый экономный заказчик хочет добиться определенных параметров в производственных помещениях при минимальных капитальных и эксплуатационных затратах, позволяющих минимизировать количество недешевых энергетических ресурсов.

В качестве примера в статье рассмотрен технологический участок по производству различных компонентов для вафель на одном из предприятий Сибири. Приведенное решение позволяет снизить нагрузку на систему охлаждения.

На многих предприятиях нужна вода, и зачастую она поступает из собственной скважины, при этом температура воды может быть ниже +8...+9 °C. Таким образом, какую-то часть холодильной нагрузки можно переключить на воду для технологического процесса. Это экономит средства заказчика на приобретение холодильного оборудования и его эксплуатацию – а это дорогостоящая электроэнергия. Так и поступили для рассматриваемой технологической зоны. Были тщательно просчитаны теплоизбытки и влаговыделения от технологических линий и оборудования, построены I–d диаграммы процессов изменения тепловлажностного состояния воздуха. Далее была выбрана установка с секциями фильтрации, рециркуляции и охлаждения в летнем режиме.

Принципиальная схема такого подхода показана на рис. 1. Установка располагается на кровле, прямо над зоной кухни, и работает круглый год. В холодный период года часть вытяжного воздуха возвращается и подмешивается к притоку, а в летнем режиме, когда температура на улице поднимается выше +16 °С, установка работает полностью на свежем воздухе. Подача свежего воздуха в помещение производится в нижнюю зону для эффективного вытеснения теплого отработанного воздуха вверх, где он и забирается вытяжными устройствами. На схеме показан градиент температуры, то, каким образом меняется температура в цехе с высотой. Точка 1,8 м по высоте – это рабочая зона, температура здесь находится на уровне +25,4 °C, и именно этим показателем мы задавались, когда приступали к задаче, согласовывая данную температуру с заказчиком. Стоит отметить некоторые особенности. Одна из них – зимний режим эксплуатации, когда происходит смешение влажного теплого вытяжного воздуха с холодным приточным и наиболее вероятно появление тумана и инея. В таких условиях необходимы надежные фильтры. Кроме того, так как речь идет о приготовлении компонентов для производства пищевых продуктов, необходимо обеспечить требуемую чистоту среды на производстве. Поэтому были выбраны фильтры типа Hi-Flo с длинными карманами из стекловолоконного материала класса F7, обеспечивающие эффективность улавливания частиц 0,4 мкм на всем протяжении срока службы фильтров не ниже 70 %. Кроме того, данные фильтры обеспечивают чистоту узлов и комплектующих самой установки подготовки воздуха; в частности, не придется мыть водяной охладитель. Воду из скважины на подачу в охладитель нужно подавать в теплый период года и сливать при подготовке к холодному периоду года с продувкой водяного контура охладителя. Это решение позволяет отказаться от промежуточного теплообменника и проблем, связанных с использованием гликолей.

-

[©] Попов В.Г., 2020.

Научный руководитель: *Шеногин Михаил Викторович* – кандидат технических наук, доцент, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

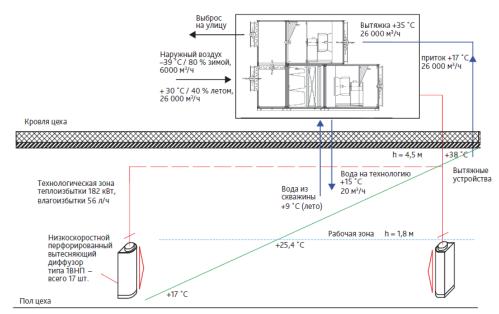


Рис. 1. Принципиальная схема вентиляции

На рис. 2 приведена I-d диаграмма для зимнего режима эксплуатации, на рис. 3 – для летнего.

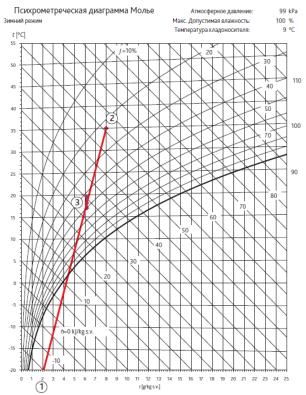


Рис. 2. I–d диаграмма для зимнего режима эксплуатации системы вентиляции: 1– наружный воздух, –39 °C; 2 – вытяжной воздух из помещения, +35 °C, 3 – приточный воздух, поступающий в помещение, +17 °C

Система автоматического регулирования следит за температурой в помещении, в зависимости от уставки температуры рабочей зоны управляет положением заслонок секции рециркуляции и дополнительно для летнего режима работы управляет регулирующим водяным клапаном для получения необходимой холодильной мощности охладителя.

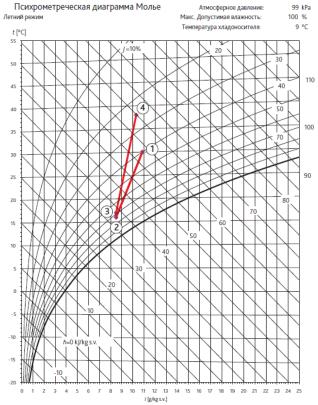


Рис. 3. I-d диаграмма для летнего режима эксплуатации системы вентиляции:

- 1 наружный воздух, +30 °C; 2 приточный воздух после охладителя центральной установки, +16 °C;
- 3 приточный воздух, поступающий в помещение +17 °C; 4 отработанный вытяжной воздух, +38 °C

На рис. 4 показан внешний вид установки на кровле. Воздуховоды, расположенные между установкой и входом через кровлю в помещение, изолируются теплоизоляцией толщиной 80...100 мм. Тип изоляции, ее толщина, покров имеют значение при вычислении теплопотерь и понижении температуры как приточного воздуха от вентилятора до входа в теплое помещение, так и вытяжного воздуха от кровли до вытяжного вентилятора. Кроме того, необходимо аккуратно просчитать потери тепла через корпус установки. Данные на I-d диаграммах приведены в зимнее время (с некоторым разумным запасом) при снижении температур по пути притока примерно на $2\,^{\circ}$ С, столько же теряется в целом на вытяжном участке.



Рис. 4. Внешний вид установки

Благодаря рассмотренному решению, основное потребление энергоресурсов приходится на работу моторов вентиляторов, что обеспечивает значительную экономию электроэнергии в сравнении с нагревом свежего приточного воздуха зимой, а также охлаждением летом с использованием холодильных машин.

Библиографический список

1.Шилькрот Е. О. Живов А. М., Nielsen Peter V., Riskowski Gerald. Системы вытесняющей вентиляции для промышленных зданий. Типы, область применения, принципы проектирования // ABOK. 2001. № 5. 2.Бриганти А. Системы воздухораспределения. Новейшие принципы // ABOK. 1999. № 3.

ПОПОВ ВИТАЛИЙ ГЕННАДЬЕВИЧ — магистрант, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

А.С. Попова

ВЛИЯНИЕ ОСТЕКЛЕНИЯ ЗДАНИЙ НА МИКРОКЛИМАТ И ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ

В программе энергосбережения при строительстве и эксплуатации зданий светопрозрачным ограждениям отводится важная роль, поскольку современный уровень их теплозащиты уступает теплозащите ограждающих (стеновых) конструкций зданий (40 % всех потерь здания). Их влияние на микроклимат помещений так же существенно.

Ключевые слова: микроклимат, теплозащита, остекление зданий.

За полувековой период в массовом строительстве жилых и общественных зданий в России применялись окна и остекленные наружные двери с деревянными переплетами и двойным остеклением, которое в настоящее время не соответствует новым теплотехническим требованиям. Тотальная стандартизация миллионов окон существующей застройки также свидетельствует о безликости и однообразии архитектуры зданий.

Цель современного подхода к развитию светопрозрачных ограждений заключается в укреплении нормативной базы проектирования и сертификации, совершенствовании конструкций и технологий, развитии предприятий, обеспечивающих широкое применение окон, имеющих нормативный уровень теплозащиты, высокое качество для архитектурной выразительности зданий как в новом строительстве, так и при проведении реконструкции.

В настоящее время отечественными производителями организован выпуск современных переплетов из ПВХ-профилей, дерева, алюминия, дерево-алюминия для энергоэффективных окон, его объем по разным оценкам составляет от 2 до 3 млн. м².

Однако, при условии ежегодной замены или модернизации остекления в существующих жилых зданиях в количестве 5 % в год и установке энергоэффективных окон в 50 % вновь строящихся жилых зданиях, потенциал рынка Российской Федерации по применению энергосберегающих светопрозрачных ограждений должен возрасти примерно в 7 раз. При этом потребность в топливе должна снизиться на 660 тысяч т. у. т. за один отопительный период. В период первого нефтяного кризиса в 1973 году правительства многих стран приняли абсолютно беспрецедентные программы энергосбережения.

Например, в США суммы, выделенные на разработку новых способов экономии энергии, использование нетрадиционных и возобновляемых ее источников, были сопоставимы с расходами на осуществление высадки астронавтов на Луну.

В течение очень короткого времени, за 3-4 года, были разработаны принципиально новые стекла с теплоотражающими покрытиями. Это позволило в 1980-х годах начать промышленное производство стекол, стоимость которых первоначально составляла около 80 долларов США за 1 м^2 . Сегодня, когда такие стекла устанавливаются более, чем в 80 % всех окон за рубежом, их стоимость снизилась до 5-6 долларов.

Созданы:

- Электрохромные стекла, получаемые путем напыления в магнетронных установках.
- Греющиеся стекла, позволяющие сократить теплопотери и обеспечить очистку окон от снега (Дания, Финляндия, Норвегия, Канада). Кстати, в покрытии Старого гостиного двора в Москве установлено 12 тыс. м² таких стекол.

Массовое применение стеклопакетов в зарубежных странах началось в 1970-х годах. В настоящее время изготавливаются вакуумные стеклопакеты, практически исключающие конвективную составляющую теплопотерь. Наибольшие изменения за последнее время произошли с металлическими: алюминиевыми и стальными оконными профилями.

Начата активная разработка профилей из композитных материалов, например, 40% опилок, 60% ПВХ, остальное специальные добавки.

Теплотехнические свойства окон, изготавливаемых из композитов, не уступают древесине. В нашей стране существует достаточное количество современных производств. Действуют Борский завод, крупные

© Holloba A.C., 2020.

Научный руководитель: *Мельников Владимир Михайлович* – кандидат технических наук, доцент, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

[©] Попова А.С., 2020.

заводы по производству теплоотражающего стекла: "Прогресс" в Саратове и "Завод архитектурного

стекла" в Санкт-Петербурге, ряд небольших производителей теплоотражающего стекла.

В Москве выпускается фирмой "Квадропарк" теплоотражающая полимерная пленка, которая может быть установлена в стеклопакеты в качестве теплового зеркала. Фирма "Метробор" в Санкт-Петербурге начала выпуск стеклопакетов с тепловым зеркалом по американской технологии. Саратовский "Карат" осуществляет выпуск конечного продукта. Один из конверсионных институтов разработал и в настоящее время заканчивает отладку технологии для массового производства вакуумных стеклопакетов. Особое место в объеме оконной продукции занимают мансардные окна при устройстве мансард как при реконструкции зданий, так и при новом строительстве.

Конструктивно и эксплуатационно мансардные и вертикальные окна являются совершенно различными изделиями. Вертикальные окна применяются только для установки в вертикальные стены, их изготовляют многие предприятия, зачастую не всегда стандартизированные, мансардные окна ВЕЛЮКС устанавливаются в наклонные крыши с углами от 15 до 90 градусов. Изобретателем мансардных окон является датский инженер Виллум Канн Расмуссен, который основал фирму ВЕЛЮКС - производителя мансардных окон на протяжении 60 лет.

Мансардное окно, встроенное в конструкцию крыши, подвергается гораздо более сильным природно-климатическим воздействиям, чем вертикальное окно. Поэтому конструкция мансардного окна, в отличие от вертикального окна, требует многих дополнительных конструктивных особенностей.

Прежде всего, это относится к непосредственному воздействию ветра.

Помимо нагрузки от ветра, мансардное окно подвергается сильному воздействию ливневых вод, попадающих непосредственно на окна и стекающих по крыше.

Особая конструкция оклада ВЕЛЮКС позволяет сделать соединение окна с кровлей водонепронипаемым.

Помимо воздействия ветра и дождя, мансардные окна подвергаются сильным температурным воздействиям. Вертикальные окна, в зависимости от ориентации дома, одновременно не освещаются солнцем и в некоторой степени защищены оконными нишами. Наружная поверхность мансардного окна находится под сильным воздействием солнечных лучей, поэтому для них имеются специальные материалы и конструктивные приспособления, обеспечивающие надежную эксплуатацию окон.

В современных постройках высокая плотность стыков в светопрозрачных ограждениях предопределяет необходимость системы проветривания. При оснащении вертикальными окнами эта система не выходит за рамки проветривания путем открывания окон или форточки на определенное время. Такая система не позволяет достигнуть эффективных результатов без создания разности давлений в помещении с помощью устройства сквозняков. Для мансардных окон ВЕЛЮКС наиболее характерным является способ проветривания с помощью конвективного теплообмена, создаваемого горизонтально расположенной створкой окна.

Такое проветривание наиболее эффективно и может быть короче по времени в отличие от вертикального окна, где потоки теплого и холодного воздуха соприкасаются и проветривание затягивается. Существует конструкция мансардных окон ВЕЛЮКС, которые оснащены клапаном продолжительной вентиляции. Этот клапан может находиться в открытом состоянии, когда окно полностью закрыто.

Все мансардные окна ВЕЛЮКС оснащены однокамерным стеклопакетом, в котором внутреннее стекло имеет теплоотражающее покрытие со стороны, обращенной внутрь стеклопакета, при этом камера стеклопакета заполнена инертным газом, аргоном. Такая конструкция стеклопакета обеспечивает теплозащиту помещения посредством отражения обратно в помещение теплового потока.

При установке в скатной крыше мансардные окна имеют за счет солнечной радиации более высокие показатели по теплоэффективности, что вызывает необходимость учета этих показателей в практике проектирования и строительства.

Расчеты показывают, что увеличение потока тепла от солнечной радиации через мансардное окно составляет 19 %, что и оценивает его теплоэффективность.

Это дает возможность применять мансардные окна в районах с расчетным значением ГСОП большим, чем нормированное сопротивление теплопередаче данного мансардного окна, или учитывать увеличение потока тепла при расчете потребности тепла для помещений.

С введением в действие новых повышенных требований к теплозащите зданий наиболее актуальным становится вопрос о повышении теплозащиты световых проемов в домах, так как окна занимают почти 20 процентов площади ограждающих конструкций зданий и через них теряется до 50 процентов тепловой энергии, идущей на отопление, они являются одним из основных источников теплопотерь в жилых зданиях.

Учитывая, что ежегодно вводится в эксплуатацию порядка 35-40 млн. $м^2$ общей площади жилья, жилищный фонд страны составляет более 2,7 млрд. $м^2$ общей площади и на нужды жилищно-коммунального хозяйства расходуется почти 20 % от общего баланса энергоресурсов страны, из которых большая часть идет на отопление, вопросы сокращения теплопотерь через светопрозрачные ограждения в строящихся и эксплуатируемых зданиях приобрели важное значение.

ПОПОВА АНАСТАСИЯ СЕРГЕЕВНА — магистрант, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

М.В. Еремина

СИСТЕМА ВЕНТИЛЯЦИИ В ИНДИВИДУАЛЬНОМ ДОМЕ

Здоровье, работоспособность, да и просто самочувствие человека в значительной степени определяются условиями воздушной среды в жилых помещениях, где он проводит значительную часть своего времени. В данной статье рассмотрен пример организации приточно-вытяжной вентиляции на втором этаже загородного коттеджа.

Ключевые слова: вентиляция, воздухообмен, жилое помещение, воздушная среда, комфорт.

Неотъемлемой частью строительства индивидуального дома является расчет и монтаж систем водоснабжения, отопления, канализации, кондиционирования и вентиляции. С учетом высокой степени герметичности современных строительных материалов и конструкций необходимым условием комфортного пребывания человека в помещении является наличие системы приточно-вытяжной вентиляции с механическим побуждением.

В данной статье рассмотрен пример организации приточно-вытяжной вентиляции на втором этаже загородного коттеджа. На первом этаже расположены кухня, кладовая, санузел, веранда, т. е. те помещения, которые обязательно требуют организации вытяжной вентиляции во избежание распространения избыточной влаги, запахов и выделений. На втором этаже расположены комнаты постоянного пребывания людей (спальни, кабинет), и организация там необходимого воздухообмена является важным условием здорового микроклимата. Именно для этих помещений предусмотрена система приточно-вытяжной вентиляции, обеспечивающая приток очищенного подогретого свежего воздуха и удаление отработанного. В качестве вентиляционного агрегата выбрана компактная установка Electrolux EPVS серии Star, в едином звуко- и теплоизолированном корпусе которой расположены приточный и вытяжной вентилятор, фильтры очистки воздуха EU5, мембранный рекуператор и система управления.

Для выбора необходимой модели установки проводится несложный расчет объемов приточного и удаляемого воздуха, т. е. воздухообмена. Существует несколько способов расчета: по площади помещений; по кратностям воздухообмена в зависимости от специфики помещений; по количеству пребывающих в помещениях людей. Следует отметить, что все способы расчета регламентируются нормативными документами, такими как СанПИНы, ГОСТы, СНиПы и ДБНы, в которых четко определено, какие должны быть системы вентиляции в тех или иных помещениях, какое оборудование должно в них использоваться и где оно должно располагаться. А также какое количество воздуха, с какими параметрами и по какому принципу должно подаваться и удаляться из них.

Воспользуемся расчетом по кратностям воздухообмена. Кратность воздухообмена — это величина, показывающая, сколько раз в течение одного часа воздух в помещении полностью заменяется на новый. Она напрямую зависит от объема конкретного помещения. Например, однократный воздухообмен — это когда в течение часа в помещение подали свежий и удалили «отработанный» воздух в количестве, равном одному объему помещения. Формула для расчета вентиляции:

```
L=n\cdot V, где L- расход воздуха, м^3/ч; n- нормируемая кратность воздухообмена, ч^{-1}; V- объем помещения, м^3.
```

Для расчета воздухообмена группы помещений в пределах второго этажа (табл.) их можно рассматривать как единый воздушный объем, который должен отвечать условию: $\Sigma_{Lпp} = \Sigma_{Lвыт}$, т. е. количество подаваемого воздуха должно быть равно количеству удаляемого.

[©] Еремина М.В., 2020.

Научный руководитель: *Стариков Альберт Николаевич* – кандидат технических наук, доцент, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

Зестник магистратуры. 2020. № 1-3 (100)

Таблица

Помещения второго этажа

Помещение	Площадь, м ²	Требования к воздухообмену
Спальня	25	1-кратный
Спальня	12	1-кратный
Кабинет	10	1-кратный

Таким образом, при высоте потолков H = 3 м рассчитаем суммарный объем помещений:

 $V = 25 \cdot 3 + 12 \cdot 3 + 10 \cdot 3 = 141 \text{ m}^3.$

Помещения имеют кратность воздухообмена $n = 1 \text{ ч}^{-1}$, поэтому:

 $L = 1 \cdot 141 = 141 \text{ m}^3/\text{q}.$

В данном случае объем приточного воздуха равен объему вытяжного:

 $\Sigma_{L\pi p} = \Sigma_{LBhit} = 141 \text{ m}^3.$

Длина как приточной, так и вытяжной ветки сети воздуховодов в соответствии с планом помещения (рис. 1) составляет около 15 м.

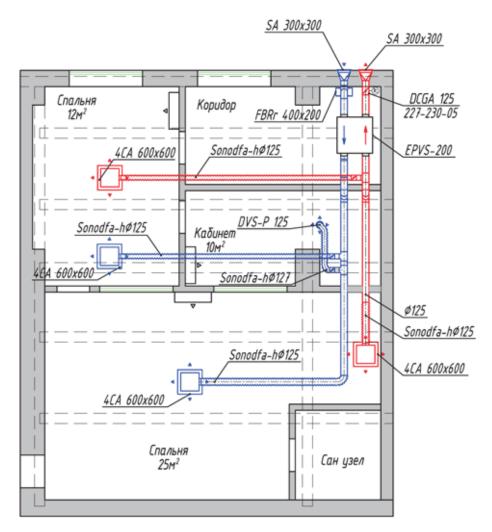


Рис. 1. План помещений 2 этажа

На основании вычисленных объемов и длины сети воздуховодов можем выбрать нужный типоразмер установки EPVS. На графике аэродинамических характеристик модели EPVS-200 (рис. 2) полученная расчетная точка лежит в пределах ее рабочей зоны. Таким образом, вычисленный воздухообмен сможет обеспечить именно эта модель.

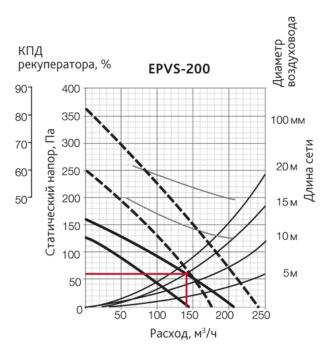


Рис. 2. Аэродинамические характеристики EPVS-200

Следует отметить, что конструктивной особенностью данной установки является мембранный рекуператор, осуществляющий перенос тепла и влаги из вытяжного воздуха в приточный благодаря особой структуре пластин, разделяющих воздушные потоки. Данная установка поддерживает необходимый уровень воздухообмена, при этом дополнительно увлажняя и подогревая приточный воздух. В результате установка имеет минимальное энергопотребление — 150 Вт.

Монтаж системы вентиляции осуществляется в подпотолочном пространстве.

Итак, современные вентиляционные установки позволяют эффективно поддерживать микроклимат в жилых помещениях индивидуальных домов при низких энергозатратах, а расчет и монтаж вентиляционных систем требует минимальных усилий.

Библиографический список

- 1. "Системы вентиляции и кондиционирования, теория и практика", М. "ЕвроКлимат", 2000г.
- 2.http://www.abok.ru/ №4/1998
- 3.http://www.abok.ru/ №1/2004
- 4.Журнал "Мир Климата" №15, М. "ЕвроКлимат", 2003г.
- 5. "Советский энциклопедический словарь", М. "Советская Энциклопедия" 1988г.
- 6.Журнал "Мир Климата", Спецвыпуск "потребителю", М.
- 7. "ЕвроКлимат", 2001 г.

ЕРЕМИНА МАРИНА ВЛАДИМИРОВНА — магистрант, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

УДК 62

А.М. Ильюшенко

СИСТЕМА ОТОПЛЕНИЯ, ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА, ОСНОВАННАЯ НА ИСПОЛЬЗОВАНИИ ПРИРОДНО-КЛИМАТИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ

Рассмотрены температурные особенности природно-климатической зоны Северного Казахстана и прилегающих районов России. Показано, что эти территории обладают значительным потенциалом естественного холода. Предложена схема отопительно-вентиляционной системы с кондиционированием, основанная на использовании температурно-климатических особенностей данной местности. Предложена технологическая схема отопления, вентиляции и кондиционирования, обладающая достаточной гибкостью. Схема включает в себя как традиционные источники тепловой энергии (газовый нагреватель) так и нетрадиционные (солнечный водонагреватель и тепловой аккумулятор). Основное отличие системы заключается в том, что она не зависит от центрального теплоснабжения. Охлаждение воздуха в системе кондиционирования происходит за счет аккумулированного в зимнее время холода. Аккумулирование происходит за счет замораживания и охлаждения льда. Энергия для этого процесса черпается из окружающего пространства, низкая температура которого обусловлена климатом данной местности. Описан режим работы схемы в различные времена года и указано, что при реализации подобной схемы, возможно повышение коэффициента полезного действия как за счет использования зимнего холода, так и за счет летнего тепла. Определены основные особенности системы и перспективы ее автоматизации и развития. Показано, что использование аккумулятора холода, заряжаемого с использованием зимнего воздуха, позволяет повысить эффективность системы отопления и кондиционирования, снизить стоимость и энергоемкость.

Ключевые слова: отопление, вентиляция, кондиционирование, аккумулятор холода, применение льда в системе кондиционирования, автономная система теплоснабжения и кондиционирования, энергоэффективность, зеленые технологии.

Современные жилые и общественные здания, как, впрочем, и другие здания и сооружения значительно отличаются от таковых, какими они были еще 20–30 лет назад. Речь идет не только о планировке зданий и применяемых строительных материалах, а о степени комфорта пребывания и проживания в этих зданиях. Требуемый для комфортного проживания или работы и отдыха микроклимат в значительной степени определялся только возможностью обеспечивать вентиляцию помещений. Системы кондиционирования воздуха были редкими и были представлены в основном оконными кондиционерами [1]. А ведь именно микроклимат определяет самочувствие человека, его здоровье и работоспособность. С развитием рыночных отношений стало понятно, что климатическая техника призвана обеспечить более высокий уровень комфорта, конкурентное преимущество общественных заведений, в первую очередь развлекательных и торговых. Воздушное отопление, совмещенное с вентиляцией, создает в помещении удовлетворительный микроклимат и обеспечивает приятные условия воздушной среды. Комфортные системы кондиционирования воздуха служат для создания и автоматического поддержания температуры, относительной влажности, чистоты и скорости движения воздуха, отвечающих оптимальным санитарно-гигиеническим требованиям.

Внедрение систем кондиционирования воздуха привело к возрастанию энергопотребления. Учитывая то обстоятельство, что энергоемкость отечественного национального продукта и без того в три раза выше мировой, то по мере насыщения зданий отопительно-вентиляционными системами, осветительной техникой и разнообразным электробытовым оборудованием, все более очевидным становится необходимость внедрения энергосберегающих технологий [2].

[©] Ильюшенко А.М., 2020.

Научный руководитель: *Шеногин Михаил Викторович* – кандидат технических наук, доцент, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

С точки зрения энергосбережения важно определить, какие именно меры будут эффективны. Скажем, идея замены лампочек накаливания на энергосберегающие – замечательная. Однако в общем энергопотреблении страны затраты энергии на освещение не превышают и 3%. В то же время немалый вклад в показатель энергопотребления вносит именно климатическая техника, которая в общественных зданиях зачастую отвечает за 70% всего энергопотребления. Требование повышения энергоэффективности производственных процессов, транспорта и жилого фонда привело к необходимости совместить принципы энергосбережения с модернизацией систем кондиционирования [3].

Особенностью применения систем вентиляции и кондиционирования воздуха в большинстве регионов России и Казахстана являются условия резко континентального климата, определяющего значительную амплитуду колебаний наружного воздуха как в течение суток, так и в продолжение года. Поэтому для повышения экономических показателей систем возникает необходимость учета резкого изменения наружных температур, влажности и ветровой нагрузки в режиме реального времени. Вместе с тем именно природно-климатические особенности регионов позволяют существенно сократить энергозатраты на системы отопления и кондиционирования воздуха.

По данным Костанайского гидрометцентра климат города резко континентальный, с жарким сухим летом и холодной малоснежной зимой.

В таблице 1 приведены средние данные за 2005-2010 годы.

Для климата характерны резкие перепады температур в течение дня; средняя скорость ветра -3,2 м/с, преимущественно южного направления зимой и северного направления летом. При сравнении видно, что средние температуры года (таблица 2) несущественно отличаются от среднегодовых за пять лет. Это позволяет делать прогноз о стабильности температурно-климатических факторов.

Использовать особенности природно-климатической зоны России и Северного Казахстана для сохранения продуктов питания научились очень давно. Ледники и ледниковые погреба известны с незапамятных времен. Несложные подсчеты показывают, что для нагревания 1000 кг льда от температуры минус 10 градусов до температуры плюс 20 градусов потребуется около 440 МДж тепла.

Таблица 1

Средняя температура по месяцам за пять лет												
Показатель	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Июнь	Июль	ABrycr	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь
Средний максимум, °С	-4,1	-0,1	2,1	23,7	26,8	29,6	33,2	34,4	34,5	22,2	6,3	0,6
Средняя темп., °С	-18,8	-17,6	-8	7,2	14,1	18,2	21,2	16,7	15,8	6,6	-8,2	-15,1
Средний минимум, °С	-31,		-26,1	-8,7	-0,6	5,7	8,6	5	2	-4,7	-25,5	-27,5

Таблица 2

			Сред	цние те	мперат	уры год	ца					
Показатель	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь
Средний максимум, °С	-10,1	-9,1	-2	11,3	20,6	26,7	27,1	25,4	19	10,2	-1,5	-8,1
Средняя темп.,°С	-14,5	-14	-7,3	5,4	13,8	19,9	20,9	18,8	12,5	4,8	-5,5	-12,3
Средний минимум, °С	-18,9	-18,6	-12	0,2	7,5	13,5	15,2	13,1	7,1	0,5	-9,1	-16,5

Принцип накопления зимнего холода для использования летом и летнего тепла для использования зимой предлагается для снижения энергопотребления общественных зданий и производственных помещений. Лед для накопления холода, в частности, используется для систем кондиционирования воздуха в некоторых небоскребах США [4] или в системах охлаждения воздуха в шахтах [5]. Для повышения экономической эффективности предлагается использовать тепловые аккумуляторы, встроенные в систему отопления и кондиционирования воздуха. С учетом рекомендаций [6] и при наличии центрального газоснабжения комплексная система поддержания микроклимата в помещениях позволит отказаться от системы центрального теплоснабжения.

На рисунке на стр. 48 показана принципиальная схема отопительно-вентиляционной системы с кондиционированием воздуха.

Тепловой аккумулятор I представляет собой теплоизолированную емкость объемом, рассчитанным для обслуживаемого здания. Например, для 100 дней кондиционирования воздуха в здании площадью 1000 кв. м с высотой потолков 3,5 м в зоне Северного Казахстана потребуется тепловой аккумулятор объемом 250 куб. м. Аккумулятор может находиться в подвальном помещении здания 3 или может располагаться под землей вблизи него.

В последнем случае сверху теплового аккумулятора может быть устроена клумба, автостоянка и т. п. В нижней части аккумулятора находится теплообменник 2, который воздуховодом A соединен с отопительно-вентиляционной системой здания. На рисунке не показаны ребра теплообменника, расположенные по обе стороны от границы теплообменника и аккумулятора, которые увеличивают площадь теплообмена.

Принцип работы системы удобнее всего рассматривать, начиная с весенне-летнего периода. Пусть в аккумуляторе находится лед, с температурой около -10 °C. Вентилятором, установленным в блоке 5, по воздуховоду А холодный воздух из теплообменника подается в блок обработки и смешивания 5 и 6. Здесь воздух фильтруется, при необходимости дезодорируется и озонируется (для обеззараживания) и подается в помещение по каналам C через теплоизолированный от внешней среды газовый нагреватель. Газовый нагреватель в это время не работает. В помещении через индивидуальные распределители и регуляторы воздух поступает к рабочим местам, поддерживая температуру на необходимом уровне. Отработавший воздух нагревается, пополняется испаряемой влагой и через систему рециркуляции направляется через клапан 7 в теплообменник по воздуховодам D и E. Воздуховод M клапаном 7 перекрыт. К воздуху, поступающему по воздуховоду А в блоке 5 может примешиваться наружный воздух, поступающий по воздуховоду H для поддержания требуемой температуры на входе воздуха в помещение. Установленный на крыше здания солнечный коллектор обеспечивает здание горячей водой, сохраняемой в теплоизолированных емкостях в местах потребления. Влага, находящаяся в рециркуляционнном воздухе, при попадании в теплообменник конденсируется. По мере необходимости насос 4 удаляет конденсат в емкость теплового аккумулятора по трубе P. Если температура наружного воздуха опускается до приемлемых 20 градусов, то клапан 5 перекрывает вход воздуха из воздуховода A и подает воздух только через вход H.

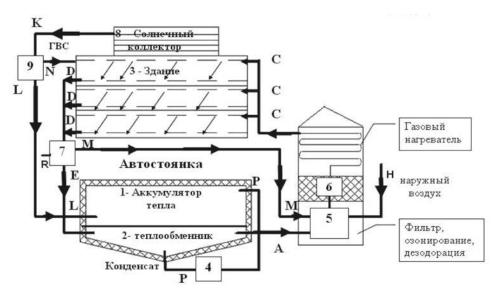


Рис. 1. Принципиальная схема отопительно-вентиляционной системы с кондиционированием воздуха

Так продолжается до тех пор, пока температура наружного воздуха не снижается ниже 20 градусов. В это время клапанная система 9 начинает подавать теплоноситель в аккумулятор тепла по трубе L, который нагревает воду, продолжая обеспечивать здание горячей водой. В принципе это несущественно повышает экономичность системы и может не устанавливаться.

Вода в аккумуляторе нагревается за счет солнечной энергии, а воздух в помещении циркулирует по «малому кругу» C-D-M. Из рециркуляционных воздуховодов через клапан 7 воздух по каналу M попадает в блок обработки и газовый нагреватель. При необходимости газовый нагреватель может быть включен в режиме, обеспечивающем на входе в помещение необходимую и комфортную температуру.

Когда температура наружного воздуха становится отрицательной, солнечный коллектор 8 отключается от подогрева воды в аккумуляторе тепла. Клапан 7 соединяет воздушный канал R с каналом E, и морозный воздух улицы подается в теплообменник 2 аккумулятора тепла 1. Там он нагревается за счет тепла,

накопленного солнечным водонагревателем и подается в топку газового нагревателя, увеличивая его КПД. По мере прохождения холодного воздуха через теплообменник вода в аккумуляторе остывает и по достижении температуры кристаллизации обращается в лед. Так происходит замораживание льда и запасается холод для использования в системе кондиционирования в жаркий период года. Поскольку отвод тепловой энергии осуществляется снизу, то и лед начинает намерзать со дна аккумулятора. Это исключает размораживание бака аккумулятора. Газовый нагреватель в это время работает в штатном режиме, осуществляя обогрев здания и его горячее водоснабжение совместно с солнечным коллектором.

Предлагаемая система позволит поддерживать комфортную температуру в здании в рабочее время. Такая система теплоснабжения, вентилирования и кондиционирования воздуха является очень гибкой. В нерабочее время система автоматического управления микроклиматом, например, подобная ТАС 920, может работать в режиме Sleep («Сон») — уменьшать температуру внутри здания на 10–12 градусов и поддерживать ее на этом уровне. Ввиду того, что такая система вентиляции и отопления обладает малой инерционностью, то режим комфортного отопления может включаться за 30–40 минут до начала рабочего дня. В конце рабочего дня происходит естественное охлаждение здания и только потом включается система поддерживания пониженной температуры.

Кондиционирование воздуха с применением охлаждения воздуха от льда тоже может работать в таком режиме, только с тем отличием, что температура в помещениях будет отличаться от комфортной в большую сторону. Это позволит существенно сократить расходы как на отопление здания, так и на его кондиционирование. Незначительные колебания температуры вблизи ее комфортного значения, входят в поле допустимых для растений и оргтехники, находящихся в здании.

Учитывая то, что большая часть затрат на содержание и эксплуатацию зданий представляют затраты на энергию, даже при значительных капитальных вложениях предлагаемая система будет экономически оправдана, благодаря низким удельным капиталовложениям и энергозатратам.

Библиографический список

- 1. Ананьев В.А. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика: Учебное пособие [Текст] / В.А. Ананьев, Л.Н. Балуева, А.Д. Гальперин и др. М.: Евроклимат, 2001. 416 с.
- 2.Белова Е.М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях [Текст] / Е.М. Белова. М.: Евроклимат, 2001.-416 с.
- 3. Краснов Ю.С. Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию, испытаниям и наладке [Текст] / Ю.С. Краснов, А.П. Борисоглебская, А.В. Антипов. М.: ТермоКул, 2004. 373 с.
- 4.Wald, Matthew L. Green Blog: Storing Energy as Ice? [Electronic resourse] / Wald, L. Matthew // The New York Times. URL: http://www.oim.ru//green. blogs.nytimes.com /2010/01/27/storing-energy-as-ice.
- 5.Михайленко Т.П. Использование водяной шуги в системах кондиционирования воздуха с промежуточным теплоносителем [Текст] / Т.П. Михайленко // Авиационно-космическая техника и технология. 2009. № 3 (60).
- 6.Внутренние санитарно-технические устройства в 3 частях. Часть 3. Книга 1. Вентиляция и кондиционирование воздуха: Справочник проектировщика [Текст] / В.Н. Богословский, А.И. Пирумов, В.Н. Посохин и др.; под ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Стройиздат, 1992.

ИЛЬЮШЕНКО АНДРЕЙ МИХАЙЛОВИЧ – магистрант, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

УДК 62

М.Р. Комарова

СИСТЕМЫ ГАЗОСНАБЖЕНИЯ В ПРОМЫШЛЕННОСТИ

В статье рассмотрены методы газоснабжения промышленных предприятий, основные элементы систем газоснабжения, их классификация, трубопроводы и вопросы КПД.

Ключевые слова: газоснабжение, промышленность, КПД, природный газ.

Газы в технике, применяются главным образом в качестве топлива; сырья для химической промышленности: химических агентов при сварке, газовой химико-термической обработке металлов, создании инертной или специальной атмосферы, в некоторых биохимических процессах и др.; теплоносителей; рабочего тела для выполнения механической работы (огнестрельное оружие, реактивные двигатели и снаряды, газовые турбины, парогазовые установки, пневмотранспорт и др.): физической среды для газового разряда (в газоразрядных трубках и др. приборах). В технике используется свыше 30 различных газов.

Газоснабжение — организованная подача и распределение газового топлива для нужд народного хозяйства.

Газ, добытый из скважины, поступает в сепараторы, где от него отделяются твердые и жидкие механические примеси. Далее по промысловым газопроводам газ поступает в коллекторы и промысловые газораспределительные станции, где он очищается в масляных пылеуловителях, осущается, одорируется; давление газа снижается до расчетного значения, принятого в магистральном газопроводе. Компрессорные станции располагают примерно через 150 км.

Для возможности проведения ремонтов предусматривают линейную запорную арматуру, которую устанавливают не реже, чем через 25 км.

Для выравнивания сезонной неравномерности потребления газа служат подземные хранилища газа, для которых используются истощенные газовые и нефтяные месторождения, а при их отсутствии - в подземных водоносных пластах.

Промышленная система газоснабжения – технический комплекс, состоящий из газовых сетей, газорегуляторных пунктов (ГРП) и газорегуляторных установок (ГРУ), газопроводов и агрегатов, включая контрольно-измерительные приборы и трубопроводы безопасности. Комплекс обеспечивает транспортирование газа по промпредприятию и распределение его по газовым горелкам агрегатов. По трубопроводам газ поступает на территорию предприятия через ввод, на котором вне предприятия устанавливают главное отключающее устройство. Газ от ввода к цехам транспортируют по межцеховым газопроводам.

На начальном участке межцехового газопровода устанавливают центральный ГРП, на котором снижается и поддерживается требуемое цехам предприятия пост, давление газа. В межцеховых газопроводах поддерживают среднее давление, в газопроводах мелких предприятий — низкое. Высокое давление обусловливается технологией пр-ва. В ГРП предусматривают пункт измерения расхода газа, с помощью которого контролируют потребление газа предприятием. Межцеховые газопроводы при технико-экономическом обосновании можно присоединять непосредственно (без ГРП) к газопроводам среднего или высокого давления. В таком случае в каждом цехе устанавливают ГРУ, которая поддерживает необходимое давление перед газовыми горелками промышленных агрегатов.

Газообразное топливо

Газообразное топливо представляет собой смесь горючих и негорючих газов, содержащую некоторое количество примесей. К горючим газам относятся углеводороды, водород и оксид углерода. Негорючие компоненты — это азот, оксид (И) углерода и кислород. Они составляют балласт газообразного топлива, К примесям относят водяные пары, сероводород, пыль. Искусственные газы могут содержать аммиак, цианистые соединения, смолу и пр. Газообразное топливо очищают от вредных примесей. Содержание вредных примесей в граммах на 100 м газа, предназначенного для газоснабжения городов, по ГОСТ

Научный руководитель: *Мельников Владимир Михайлович* – кандидат технических наук, доцент, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

[©] Комарова М.Р., 2020.

5542-78, не должно превышать: сероводорода -2, меркаптанозой серы -3,6, механических примесей -0,1. Отклонение теплоты сгорания от номинального значения не должно быть более

Для газоснабжения применяют, как правило, сухие газы. Содержание влаги не должно превышать количества, насыщающего газ при $I-20\,^{\circ}\mathrm{C}$ (зимой) и 35 $^{\circ}\mathrm{C}$ (летом). Если газ транспортируют на большие расстояния, то его предварительно осущают. Большинство искусственных газов имеет резкий запах, что облегчает обнаружить утечки газа из трубопроводов и арматуры. Природный газ не имеет запаха. До подачи в сеть его одорируют, т. с. придают ему резкий неприятный запах, который ощущается при концентрации, а воздухе, равной 1%.

Запах токсичных газов должен ощущаться при концентрации, допускаемой санитарными нормами. Сжиженный газ, используемый коммунально-бытовыми потребителями (по ГОСТ 20448—80*), не должен содержать сероводорода более 5 г на 100 м3 газа, а запах должен ощущаться при содержании з воздухе 0,5%. Концентрация кислорода в газообразном топливе не должна превышать 1 %. При использовании для газоснабжения смеси сжиженного газа с воздухом концентрация газа в смеси составляет не менее удвоенного верхнего предела воспламеняемости. Используя данные этих таблиц, можно рассчитать теплоту сгорания, плотность и другие характеристики газообразного топлива.

Для газоснабжения городов и промышленных предприятий в настоящее время широко применяют природные газы. Их добывают из недр земли. Они представляют собой смесь различных углеводородов метанового ряда. Природные газы не содержат водорода, оксида углерода и кислорода. Содержание азота и диоксида углерода обычно бывает невысоким. Газы некоторых месторождений содержат сероводород. Природные газы можно подразделить на три группы: 1) газы, добываемые из чисто газовых месторождений. Они в основном состоят из метана и являются тощими или сухими. Тяжелых углеводородов (от пропана и выше) сухие газы содержат менее 50 г/м3; 2) газы, выделяемые из скважин нефтяных месторождений совместно с нефтью, часто называют попутными. Помимо метана они содержат значительное количество более тяжелых углеводородов (обычно свыше 150 г/м3) и являются жирными газами. Жирные газы представляют собой смесь сухого газа, пропан-бутановой фракции и газового бензина; 3) газы, добываемые из конденсатных месторождений, состоят из смеси сухого газа и паров конденсата, который выпадает при снижении давления (процесс обратной конденсации). Пары конденсата представляют собой смесь паров тяжелых углеводородов, содержащих СБ и выше (бензина, лигроина, керосина).

Сухие газы легче воздуха, а жирные легче или тяжелее в зависимости от содержания тяжелых углеводородов. Низшая теплота сгорания сухих газов, добываемых в СССР, составляет 31000-38000 кДж/м3. Теплота сгорания попутных газов выше и изменяется от 38000 до 63000 кДж/м3. В табл. 1.4 приведены средние составы и характеристики природных газов некоторых месторождений СССР. На газобензиновых заводах из попутных газов выделяют газовый бензин, пропан и бутан, последние используют дли газоснабжении городов в виде сжиженного газа. Сжиженные газы получают также из газов конденсатных месторождений,

При термической переработке твердых топлив в зависимости от способа переработки получают газы сухой перегонки и генераторные газы. Как те, так и другие в настоящее время весьма редко применяют для газоснабжения городов и промышленности.

Сухая перегонка твердого топлива представляет собой процесс его термического разложения, протекающий без доступа воздуха. При сухой перегонке топливо проходит ряд стадий физики химических преобразований, в результате которых оно разлагается на газ, смолу и коксовый остаток. Характер преобразований, претерпеваемых топливом, определяется его природой и температурой процесса. Сухую перегонку топлива, происходящую при высоких температурах (900... 1100 °C), называют коксованием, в результате которого получают кокс и коксовый газ.

Газификация — процесс термохимической переработки топлива. В результате реакции углерода топлива с кислородом и водяным паром образуются горючие газы: оксид углерода и водород. Одновременно с процессом газификации протекает частичная сухая перегонка топлива. Продуктами газификации топлива являются горючий газ, зола и шлаки. Аппараты, в которых осуществляют газификацию топлива, называют газогенераторами. При подаче в газогенератор паровоздушной смеси получают генераторный. Водяной газ получают путем периодической продувки газогенератора воздухом и паром. При подаче воздуха слой топлива аккумулирует теплоту, выделяющуюся при частичном его сгорании, а при поступлении водяного пара последний взаимодействует с углеродом, используя аккумулированную теплоту и образуя водяной газ. Горючими компонентами будут являться водород и оксид углерода. Уголь можно газифицировать под землей. В этом случае получается газ подземной газификации. Газ подземной газификации имеет невысокую теплоту сгорания, его можно использовать как местное энергетическое топливо.

Основные элементы промышленных систем газоснабжения

Промышленные системы газоснабжения состоят из следующих элементов: 1) вводов газопроводов на территорию предприятия; 2) межцеховых газопроводов; 3) внутрицеховых газопроводов; 4) регуляторных пунктов (ГРП) и установок (ГРУ); 5) пунктов измерения расхода газа (ПИРГ); 6) обвязочных газопроводов агрегатов, использующих газ. Газ от городских распределительных сетей поступает в промышленные сети предприятия через ответвления и ввод. На вводе устанавливают главное отключающее устройство, которое следует размещать вне территории предприятия в доступном и удобном для обслуживания месте, максимально близко к распределительному газопроводу, но не ближе 2 м от линии застройки или стены здания. Для газоснабжения промышленных предприятий проектируют тупиковую разветвленную сеть с одним вводом. Только для крупных предприятий, не допускающих перерыва в газоснабжении, ГРЭС и ТЭЦ применяют кольцевые схемы сетей с одним или несколькими вводами.

Транспортирование газа от ввода к цехам осуществляется по межцеховым газопроводам, которые могут быть подземными и надземными. Выбор способа их укладки зависит от территориального расположения цехов, характера сооружений, по которым предполагается прокладка газопроводов, насыщенности проездов подземными сооружениями. Надземная прокладка межцеховых газопроводов имеет ряд преимуществ по сравнению с подземной; исключается подземная коррозия газопроводов; менее опасны утечки газа, так как вытекающий из трубопровода газ рассеивается в атмосфере; утечки легче обнаружить и устранить; проще эксплуатировать и осуществлять наблюдение за состоянием газопроводов. При использовании в качестве опор для газопроводов существующих колонн, эстакад, стен и покрытий зданий надземная прокладка газопроводов экономичнее подземной. Из приведенных данных следует, что надземная прокладка газопроводов предпочтительнее подземной. В конечных точках межцеховых газопроводов следует предусматривать продувочные газопроводы.

Некоторые схемы промышленных систем предусматривают проектирование центрального ГРП, который снижает и регулирует давление газа в межцеховых газопроводах. В этом случае в них устанавливают и пункты измерения расхода газа. В межцеховых газопроводах, как правило, поддерживают среднее давление и только у мелких потребителей — низкое. Высокое давление применяют там, где оно необходимо для газоиспользующих агрегатов. На вводе газопровода в цех снаружи или внутри здания устанавливают отключающее устройство. Внутрицеховые газопроводы прокладывают по стенам и колоннам в виде тупиковых линий. Необходимость кольцевания внутрицеховых газопроводов может возникнуть лишь для особо важных промышленных цехов. На ответвлениях к агрегатам устанавливают главные отключающие устройства. Газопроводы промышленных предприятий и котельных оборудуют специальными продувочными трубопроводами с запорными устройствами. Отводы к продувочным трубопроводам предусматривают от последних участков внутрицеховых газопроводов и от каждого газопровода агрегата перед последним по ходу газа отключающим устройством.

Устройство газопроводов

Промышленные предприятия снабжают газом, как правило, по системам распределительных газопроводов высокого или среднего давления. При малых расходах газа, не нарушающих режим газоснабжения бытовых потребителей, возможно подключение предприятий к газопроводам низкого давления. Система газоснабжения предприятия состоит из ввода на территорию, межцеховых газопроводов, ГРП и ГРУ и внутрицеховых газопроводов. Ввод обычно делают подземным и размещают на нем главное отключающее устройство. Межцеховые газопроводы в зависимости от планировки предприятия, насыщенности его территории подземными и надземными коммуникациями, степени осушенности газа и ряда других факторов могут быть подземными, надземными и смешанными. На предприятиях чаще отдают предпочтение надземной прокладке межцеховых газопроводов, так как они в этом случае не подвержены подземной коррозии, более доступны для осмотра и ремонта, менее опасны при утечках газа и экономичнее подземных.

Подземные газопроводы прокладывают по нормам для уличных распределительных газопроводов. Надземные газопроводы прокладывают на опорах, эстакадах, по огнестойким наружным стенам и перекрытиям зданий с производствами не пожароопасной категории. Высота прокладки надземных газопроводов до низа трубы принимается, м, не менее: в местах прохода людей — 2,2; на участках без проезда транспорта и прохода людей — 0,6; над автодорогами — 4,5; над трамвайными путями и железными дорогами — 5,6—7,1. Под линиями электропередачи в зависимости от напряжения в них газопровод прокладывают на расстояниях от 1 до 6,5 м и заземляют.

На эстакадах или опорах допустима совместная прокладка газопроводов с другими трубопроводами (для пара, воды, воздуха, кислорода) при обеспечении возможности осмотра и ремонта каждого из трубопроводов. При совместной прокладке трубопроводы агрессивных жидкостей должны располагаться на эстакадах ниже газопроводов на 250 мм. Допускается крепление к газопроводам низкого и среднего давле-

ний других газопроводов или трубопроводов, если позволяет несущая способность труб и опорных конструкций. При пересечениях надземных газопроводов с другими трубопроводами расстояние между ними принимают: при диаметре газопровода до 300 ми — не менее диаметра газопровода, но не менее 100 мм; при диаметре газопровода свыше 300 мм — не менее 300 мм.

По стенам зданий газопроводы прокладывают на кронштейнах, а по перекрытиям — на опорах высотою не менее 0,5 м. Компенсация температурных деформаций надземных газопроводов обеспечивается отводами и поворотами их в горизонтальной и вертикальной плоскостях, а при необходимости — линзовыми или П-образными компенсаторами. Часть опор делают неподвижными (мертвыми), а остальные — скользящими. Отводы газопроводов диаметром до 100 мм делают гнутыми или штампе ванными, а при больших диаметрах — сварными.

Надземные газопроводы влажного газа прокладывают с уклоном не менее 0,003, а в нижних точках монтируют дренажные штуцеры; при необходимости такие газопроводы утепляют. На всех ответвлениях к цехам устанавливают отключающие устройства, а на вводах в цеха монтируют продувочные линии для вытеснения воздуха из газопровода при первичном пуске газа. Для защиты от коррозии надземные газопроводы окрашивают масляной краской за два раза.

Внутрицеховые газопроводы прокладывают открыто и крепят к степам, колоннам, перекрытиям зданий и к каркасам газопотребляющих агрегатов с помощью кронштейнов, крюков или подвесок {на высоте не менее 2,2 м в местах прохода людей). При прокладке газопровода параллельно электрокабелю расстояние между ними выдерживается не менее 250 мм, а при пересечениях — не менее 100 мм.

Отключающие устройства должны быть установлены на вводе газопровода в цех, на всех отводах от цехового коллектора к газопотребляющим агрегатам и перед горелками агрегатов. Для продувки внутрицеховых газопроводов на концевых их участках предусматриваются продувочные газопроводы диаметром не менее 19 мм с запорными устройствами, выводимые вне здания на высоту не менее 1 м выше карниза крыши. Продувочные газопроводы предусматриваются также на отводах к агрегатам после отключающего устройства на агрегат. Окрашивают внутрицеховые газопроводы в светло-коричневый цвет.

Регуляторные пункты и установки

Основное назначение газорегуляторных пунктов (ГРП, ГРПШ) и установок (ГРУ) – снижение входного давления газа (дросселирование) до заданного выходного и поддержание последнего в контролируемой точке газопровода постоянным (в заданных пределах) независимо от изменения входного давления и расхода газа потребителями. Кроме этого, в ГРП (ГРУ) производятся: очистка газа от механических примесей, контроль за входным и выходным давлением и температурой газа, учет расхода (если отсутствует специально выделенный пункт измерения расхода), предохранение от возможного повышения или понижения давления газа в контролируемой точке газопровода сверх допустимых пределов.

Наличие в системе газоснабжения постоянного давления (в заранее заданном диапазоне его колебания) является одним из важнейших условий безопасной и надежной работы этой системы и подключенных к ней газопотребляющих объектов и агрегатов.

ГРП и ГРУ оснащаются практически одним и тем же оборудованием и отличаются друг от друга в основном своим расположением. ГРУ монтируют непосредственно в помещениях, где расположены агрегаты, использующие газовое топливо (цеха, котельные и т. п.). ГРП размещают в зависимости от назначения и технической целесообразности: в отдельно стоящих зданиях; в пристройках к зданиям; на несгораемом покрытии промышленного здания, в котором расположены потребители газа; в шкафах, устанавливаемых на несгораемой стене снаружи газифицируемого здания, на отдельно стоящей несгораемой опоре или (при наличии опорных стоек) на бетонном фундаменте.

В зависимости от давления газа на вводе ГРП и ГРУ подразделяют на:

- ГРП и ГРУ среднего давления (более 0,05 до 3 кгс/см²);
- ГРП и ГРУ высокого давления (более 3 до 12 кгс/см²).

Размещение ГРУ и ГРПШ

ГРУ размещают в непосредственной близости от ввода газопровода в помещение цеха (котельной), так чтобы не создавались помехи при эксплуатации и ремонте основного технологического оборудования. Подача газа от ГРУ к потребителям, расположенным в других зданиях, не допускается. Питание газом агрегатов, расположенных в других помещениях здания, от одной ГРУ допускается, если эти агрегаты работают при одинаковых давлениях газа и в любое время суток обеспечен свободный доступ обслуживающего персонала газовой службы в эти помещения.

ГРУ с давлением газа до 6 кгс/см² на предприятиях и в отдельно стоящих отопительных котельных разрешается располагать непосредственно в помещении, где находятся агрегаты, использующие газ, или в смежном, соединенном с ним открытым проемом желательно на всю высоту помещения, при обеспечении в них не менее чем трехкратного воздухообмена в час. При этом в одном здании, как правило, устанавливают не более одной ГРУ для газоснабжения агрегатов одного помещения. Если агрегаты работают

на различных давлениях газа или расположены в различных помещениях здания, то в таком здании или помещении предусматривают несколько ГРУ. В цехах с расходами газа более $1000 \text{ м}^3/\text{ч}$ и помещениях большой протяженности (литейные цеха и т. п.) для агрегатов, работающих на одинаковых режимах давления газа, также допускается размещение двух и более ГРУ.

ГРУ с давлением газа от 6 до 12 кгс/см² допускается размещать только в помещениях тех цехов, где такое давление газа необходимо по условиям технологии производства.

Если ГРП расположено на открытой площадке под навесом, эти расстояния отмеряют от края оборудования. Согласно СНиП II-89-80 расстояние от зданий и сооружений I и II степени огнестойкости с производствами категорий А (т. е. для взрывоопасных производств), Б, В и Е до других зданий и сооружений тех же степеней огнестойкости должно составлять не менее 9 м, а при условии оборудования их стационарными автоматическими системами пожаротушения может быть уменьшено до 6 м. К таким зданиям, очевидно, могут быть отнесены ГРП, расположенные в пристройках, а также шкафные ГРП, установленные на стенах зданий.

На промышленных предприятиях ГРП среднего и высокого (до 6 кгс/см 2) давления могут размещаться в пристройках к зданиям I и II степени огнестойкости с производствами, отнесенными по пожарной опасности к категориям Γ и Д. При технической необходимости допускается размещать ГРП во встроенных помещениях одноэтажных производственных зданий той же степени огнестойкости и категории пожароопасности.

Если агрегаты, расположенные в цехе, по технологии производства должны получать газ с давлением выше 6 кгс/см², то ГРП высокого давления (свыше 6 до 12 кгс/см²) разрешается размещать в пристройке к данному цеху. При климатических условиях, обеспечивающих нормальную работу оборудования ГРП, последние на территории промышленного предприятия могут размещаться на открытых огражденных площадках под навесом. Если газопроводы прокладываются над перекрытием цеха, агрегаты которого используют газовое топливо, то ГРП может также размещаться на крыше этого цеха. В последнем случае предел огнестойкости покрытия должен быть не менее 0,75 ч, а утеплитель его выполнен из несгораемого материала.

ГРП с давлением газа до 6 кгс/см², предназначенные для газоснабжения коммунальных предприятий и отопительных котельных, расположенных в отдельно стоящих зданиях, допускается размещать в пристройках к помещениям этих предприятий, в которых находятся газоиспользующие агрегаты.

В отдельных случаях допускается размещение ГРП с давлением газа до 6 кгс/см² во встроенных помещениях одноэтажных отдельно стоящих котельных, использующих газовое топливо (при этом к помещению ГРП предъявляются те же требования, что и к отдельно стоящим зданиям ГРП).

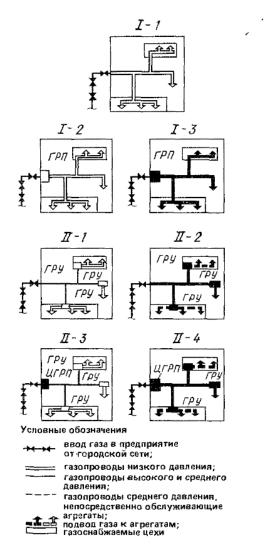
ГРП с давлением газа до 6 кгс/см² для газоснабжения промышленных и коммунальных предприятий и ГРП с давлением до 3 кгс/см² для газоснабжения коммунально-бытовых потребителей в шкафах из несгораемых материалов можно устанавливать на стене газифицируемого здания не ниже III степени огнестой-кости на высоте, удобной для обслуживания и ремонта оборудования. Расстояние по горизонтали от шкафного ГРП с давлением до 3 кгс/смг, расположенного на стене, до окна, двери или других проемов должно быть не менее 1 м. Под окнами и балконами шкафные ГРП устанавливать не допускается. Если давление больше 3 (до 6 кгс/см²), то на стене, на которой размещается ГРП, не должно быть дверных и оконных проемов.

При размещении ГРП в пристройке к зданию та часть стены здания, которая становится стеной ГРП, должна быть глухой, несгораемой, противопожарной и газонепроницаемой.

Устройство ГРП в подвальных и полуподвальных помещениях зданий, в пристройках к зданиям школ, больниц, детских учреждений, а также к жилым, зрелищным и административным зданиям не допускается.

Классификация промышленных систем газоснабжения

Давление во внутрицеховых газопроводах определяется давлением газа перед горелками. При установке перед агрегатами регуляторов давления газа давление во внутрицеховых газопроводах может существенно превосходить необходимое давление перед горелками. Основное отличие принципиальных схем промышленных систем газоснабжения заключается в принятых давлениях газа в межцеховых газопроводах, газопроводах перед горелками агрегатов, а также в расположении газорегуляторных пунктов, установок и наличии регуляторов давления перед агрегатами. При решении вопроса о выборе схемы следует учитывать: давление газа в городских распределительных газопроводах в месте присоединения предприятия; необходимое давление газа перед газовыми горелками в отдельных цехах; территориальное расположение цехов, потребляющих газ; расход газа цехами и режим его потребления; удобство обслуживания и экономическую эффективность.



В зависимости от конкретных условий проектирования промышленных систем газоснабжения используют различные принципиальные схемы, которые классифицируют следующим образом.

Одноступенчатые системы газоснабжения а) при непосредственном присоединении предприятий к городским распределительным сетям низкого давления (/-/);

- б) при присоединении промышленных объектов к городским сетям через центральный ГРП и с низким давлением в промышленных газопроводах (/-2);
- в) при присоединении промышленных объектов к городским сетям через центральный ГРП и со средним давлением в промышленных газопроводах (/-3).

Двухступенчатые системы, а) при непосредственном присоединении промышленных объектов к городским сетям среднего давления цеховыми ГРУ и с низким давлением и цеховых газопроводах (//-/);

- б) при непосредственном присоединении промышленных объектов к городским сетям среднего давления цеховыми ГРУ и со средним давлением в цеховых газопроводах (//-2);
- в) при присоединении к городским сетям через центральный ГРП, со средним давлением я межцеховых газопроводах, цеховыми ГРУ и с низким давлением в цеховых газопроводах (//-3); г) при присоединении к городским сетям через центральный ГРП со средним давлением в межцеховых газопроводах, цеховыми ГРУ и со средним давлением в цеховых газопроводах (//-4).

У средних и крупных предприятий агрегаты в отдельных цехах обычно оборудуют горелками, которые работают на различных давлениях. В связи с этим при проектировании возникает необходимость в комбинации приведенных принципиальных схем. Так, часто проектируют промышленную систему газоснабжения с центральным ГРП и ГРУ только у отдельных цехов. Такую систему получают путем комбинации схем 1-3, 11-3 и 11-4,

Одноступенчатые системы газоснабжения

Схема промышленной системы газоснабжения в случае непосредственного присоединения к городским сетям низкого давления показана на рис. Данную схему проектируют для небольших коммунальных и промышленных предприятий. Это объясняется, во-первых, малой пропускной способностью сетей низкого давления, а во-вторых тем, что переменный режим потреблением газа предприятием будет отрицательно сказываться на режиме давлений у газовых приборов жилых, зданий, присоединенных к той же сети низкого давления.

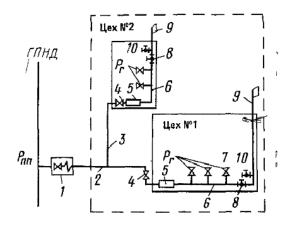


Схема газоснабжения небольшого промышленного прелприятия, присоединенного к городской сети низкого давления 1 — отключающее ройство (задвижка) с компенсатором на вво де в промышленное предприятие, 2-- межпеховой газопровод. 3— ответвление к цеху, 4- отключающее устройство на вводе в цех, 5— пункт намерения расхода газа (ПИРГ), 6— внутрице-ховые газопроводы, 7—главные отключающие устройства перед агрегатами, 8— кран на продувочном газопроводе, 9— продувочный газопровод, 10— шту цер с краном и пробькой для взятия пробы

Из городской распределительной сети низкого давления газ через задвижку 1 поступает в межцеховой газопровод 2. У небольших предприятий протяженность межцеховых газопроводов обычно невелика, поэтому на ответвлениях от Основного газопровода к цехам отключающие устройства можно не устанавливать. Для продувки межцеховых газопроводов в конце ответвлений предусматривают продувочные свечи. На цеховых вводах устанавливают отключающие устройства. Место установки должно быть доступно для обслуживания, осмотра и ремонта арматуры и обеспечивать возможность быстрого отключения ценового газопровод а. При расположении задвижек или кранов на высоте более 2 м устраивают площадки из несгораемых материалов с ограждениями и лестницами или предусматривают дистанционный привод.

Расход газа предприятием измеряют в центральном пункте учета потребления газа в цехах и зданиях. При необходимости учета расхода газа отдельными цехами или агрегатами следует предусматривать дополнительную установку газовых счетчиков или расходомеров. Для небольших предприятий, состоящих из двух цехов, и при условии незначительного потребления газа одним из них допускается учитывать расход газа по цехам без общезаводского учета (см. рис. II .2).

Внутрицеховые газопроводы тупиковые. На ответвлениях установлены главные отключающие устройства. К последним участкам цеховых газопроводов присоединяют продувочные линии 9 с отключающими кранами 8, а также штуцера с кранами и пробками для отбора пробы газа. В продувочные линии 9 включены продувочные трубопроводы, присоединенные к газопроводам агрегатов перед последним по ходу газа отключающим устройством, перед горелками. Расчетный перепад давления в газопроводах предприятия определяют по выражению

$$\triangle p_p = p_{nn} - p_a^{HOM}$$

Этот перепад не должен превышать определенной доли от номинального значения давления перед горелками газоиспользующих агрегатов $p^{\text{нома}}$, определяемой режимом работы предприятия. Расчетный перепад зависит от давления на вводе $p_{\text{пп}}$. Чем дальше предприятие расположено это сетевого газорегуляторного пункта и чем крупнее оно, тем стоимость газопроводов предприятия дороже. Расчетный перепад в долях от давления газа перед горелками агрегатов выбирают в зависимости от технологических требований, предъявляемых к стабильности тепловых нагрузок горелок. Чем степень стабильности больше, тем меньше должен быть перепад.

Величина допустимой относительной перегрузки агрегата ее зависит от технологии производства и равна 1,05-1,2.

Если сеть несет нагрузку от максимальной до минимальной (близкой к нулю), то предельной нагрузке горелки будет соответствовать и предельная нагрузка сети. При максимальной нагрузке сети перед горелками будет номинальное давление, а при минимальной нагрузке давление перед горелками будет максимальным.

Этот случай редко встречается в практике. В условиях формального течения технологического процесса минимальная нагрузка сети не может быть близкой к нулю.

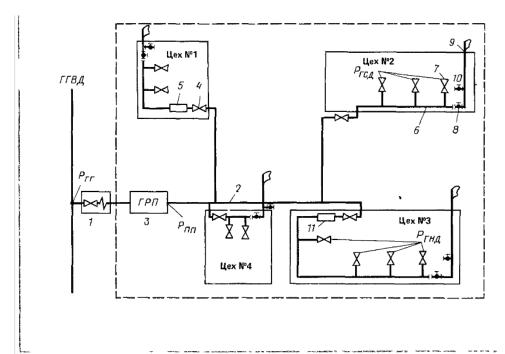


Рис 11.4. Двухступенчатая схема газоснабжения промышленного предприятия с ГРП на вводе

7— отключающес устроиство на ответвлении к промышленному пред приятию 2— межцехо вои газопровод, 3—ГРП промышленного предприятия, 4— от ключающее устройство на вводе в цех, 5—

пункт измерения расхо да газа (ПИРГ), 6 внутрицеховой газо провод 7— главные от ключающие усгронства перед агрегатамн 8 кран на продувочном газопроводе, 9— про дувочный газопровод, 10— штуцер с краном и пробкой для взятия пробы, 11— цеховая ГРУ Рис. 11.5. Схема межцехового газопровода среднего давления с центральным пунктом измерения расхода газа и цеховыми ГРУ среднего и низкого конечных давлений 1,5 — отключающие ус

1,5 — отключающие ус тройства в колодце 2— центральный пункт измерения расхода газа, 3 межцеховои газо провод 4— сборник

конденсата, 6- отключающее устройство в мелком колодце, шкафная установка РД, 8- цеховая ГРУ среднего конечного давления, 9— цеховая ГРУ иизкого конечного давлення, 10- ответвление газопровода к це ху (сборники конден сата устанавливают при . использовании влажного газа)

Двухступенчатая схема

Двухступенчатая схема промышленной системы газоснабжения. По этой схеме промышленное предприятие присоединено к городскому газопроводу высокого давления через заводской газорегуляторный пункт. В ГРП давление газа снижается до среднего, которое необходимо для цехов № 2 и 4. Эти цехи присоединены непосредственно к межцеховому газопроводу. Для горелок цехов № 1 и 3 требуется низкое давление, и они присоединены через ГРУ. Внутрицеховые газопроводы имеют продувочные линии. Пункт измерения расхода газа расположен в заводском газорегуляторном пункте. Такая схема является комбинацией схем /-3 и //-3. При гидравлическом расчете данной схемы сначала определяют давление после заводского газорегуляторного пункта р_{пп} исходя из режима заводской сета среднего давления при известном номинальном давлении перед горелками среднего давления р_{гс}ном.

Перепад давления между городскими и промышленным сетями распределяют между ответвлением к промышленному предприятию и ГРП таким образом, чтобы их суммарная стоимость была минимальной. Давление после ГРУ находят исходя из режима работы внутрицехового газопровода и давления газа перед горедками низкого давления. ГРУ подбирают на перепад между давлением в междеховых газопроводах

Давление после ГРУ находят исходя из режима работы внутрицехового газопровода и давления газа перед горелками низкого давления. ГРУ подбирают на перепад между давлением в межцеховых газопроводах среднего давления и необходимым давлением после ГРУ. Значение расчетного перепада в межцеховых газопроводах является небольшим, что приводит к увеличению стоимости трубопроводов. Вместе с тем некоторые цехи не имеют ГРУ, что снижает стоимость системы. Однако для промышленных предприятий с компактным расположением цехов и стабильным режимом работы агрегатов указанные недостатки не имеют существенного значения, и такая схема может оказаться наивыгоднейшей.

Схема промышленной системы газоснабжения с межцеховыми газопроводами, непосредственно присоединенными к городской сети среднего давления показана на рис. Эти газопроводы вводят в каждый цех, где в газорегуляторных установках давление снижается до необходимой величины. Из ГРУ газ поступает только в сети данного цеха. Расход газа учитывается в центральном пункте измерения расхода газа, а также в каждом цехе. Центральный ГРП отсутствует, а межцеховые газопроводы находятся под давлением городской распределительной сети. Эта схема является комбинацией схем //-/ и 1/-2.

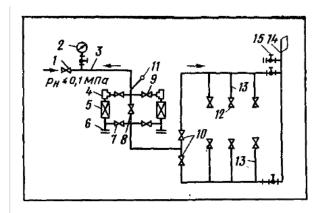


Рис. 11.6. Схема внутрицехового газопровода средиего или низкого давления с пунктом измерения расхода газа

1— отключающее устройство на вводе газопровода в цех; 2— манометр, 3— цеховой газопровод; 4— фильтревизия; 5— газовый ротационный счетчик; 6— тройник с пробкой; 7— отключающее устройство после счетчика;

8— то же, на обводном газопроводе; 9— то же, до счетчика; 10— то же, на ответвлении цехового газопровода; 11 -- технический термометр; 12-главное отключающее устройство на ответвлении газопровода к агрегату; 13- ответвление газопровода к агрегату, 14- продувочный трубопровод; 15 — штуцер краном и пробкой для взятия пробы

Схема отличается меньшей стоимостью межцеховых газопроводов, но дополнительными расходами на сооружение центрального ПИРГ и дополнительных ГРУ, Она имеет экономические преимущества для промышленных предприятий, у которых цехи расположены на значительном расстоянии друг от друга. Окончательные выводы об экономической эффективности схем промышленных систем газоснабжения можно сделать после технико-экономического расчета.

По внутрицеховым газопроводам транспортируется газ по цеху от ввода до агрегатов. В большинстве случаев такие газопроводы проектируют тупиковыми. Кольцевание внутрицеховых газопроводов применяют только в особо ответственных цехах. На вводе газопровода в цех устанавливают отключающее устройство и манометр. В конце цехового газопровода расположен продувочный трубопровод, к которому присоединены объединенные продувочные трубопроводы от ответвлений газопроводов к агрегатам. Для учета потребления газа в цехе предусмотрен пункт измерения расхода газа. Если цех оборудован газорегуляторной установкой, то пункт измерения расхода газа совмещают с ней. Принципиальная схема внутрицехового газопровода среднего или низкого давления с пунктом измерения расхода газа показана на рис.

Такую схему применяют для, цехов, получающих газ от центральных ГРП или непосредственно от сетей низкого давления. Расход газа измеряют двумя параллельно соединенными газовыми счетчиками.

Расходы газа промышленными предприятиями

При переводе промышленных предприятий на газовое топливо прежде всего необходимо определить расходы тепла всеми потребителями, выявить режимы их работы и на основе этого определить годовые и часовые расчетные расходы газа. На основании годовых расходов газа составляют заявки, сметы, калькуляции, а на основании часовых расходов газа ведут гидравлический расчет газовых сетей.

Годовые расходы газа могут быть определены по фактическому топливо потреблению на прежних видах топлива. Однако при этом следует учитывать изменение к. п. д. установок, переводимых на газовое топливо, по сравнению с их работой на прежних видах топлива, обусловленное особенностями сжигания газа. Например, для термических печей, переводимых с твердого на газовое топливо, повышение кпд. составляет в среднем 5-7%, При переводе установок с жидкого на газовое топливо повышение к.п.д. составляет менее 5%.

Часовой расход газа различными промышленными установками также может быть определен по фактическим данным топливо потребления, но чаще его определяют по удельным расходам условного топлива. Как правило, проектирование систем газоснабжения промышленных предприятий базируется на укрупненных показателях годовых расходов газа потребителями, определяемых с учетом удельных расходов топлива газопотребляющим и установками, режимов их работы и технологической возможности их загрузки.

После определения расчетных расходов газа намечают один или несколько (для технико-экономического сопоставления) вариантов системы газоснабжения предприятия и производят гидравлический расчет газопроводов.

Перепад давлений в газопроводах от общезаводских ГРП или цеховых ГРУ до наиболее удаленных агрегатов выбирается в зависимости от характеристика газогорелочных устройств и технологических условий производства. В практике проектирования за конечное давление в сети предприятия принимается номинальное давление газа для применяемого типа горелок с учетом возможных отклонений от этого давления, %, не более: для инжекционных горелок среднего давления — 10-20; инжекционных горелок низкого давления — 20-25. По выбранным перепадам давления и расчетным расходам газа диаметры участков газовой сети определяются гидравлическим расчетом.

Заключение. Как топливо применяют природные газы горючие и получаемые искусственно в виде основной (генераторный газ) или побочной (коксовый, доменный и др. газы) продукции. Основные потребители природного газа в чёрной металлургии – доменное и мартеновское производство. С использованием природного газа производится ежегодно около 60% цемента, 60% стекла, свыше 60% керамзита, свыше 60% керамики. Перевод стекловаренных печей на природный газ значительно улучшает техникоэкономические показатели производства стекла. В топливном балансе машиностроительной промышленности на долю горючего газа приходится около 40%. Основными потребителями являются нагревательные и термические печи. Применение в этих печах природного газа вместо др. видов топлива позволяет снизить стоимость нагрева, улучшить его качество, повысить КПД печей и создать более благоприятные санитарно-гигиенические условия в производственных помещениях. Применение природного газа на электростанциях даёт значительный эффект. КПД котельных установок на электростанциях при переводе с твёрдого на газовое топливо увеличивается на 1-4%; уменьшается на 21-26% количество обслуживающего персонала. Суммарное снижение расхода топлива за счёт повышения КПД и снижения расхода электроэнергии на собственные нужды составляет 6-7%. Сжигание газа в топках котлов малой производительности увеличивает КПД по сравнению с котлами, использующими твёрдое топливо, на 7-20% (в зависимости от сорта топлива) и позволяет повысить производительность на 30% и более. Использование природного газа открывает широкие возможности для создания простых, менее металлоёмких и более экономичных котлов (паровых и водогрейных), работающих на природном газе.

Библиографический список

- 1. Шур И.А. Газорегуляторные пункты и установки – Л.: изд. Недра, 1985. - 288
с
- 2. Ионин А.А. Газоснабжение М.: Стройиздат 1983. 440с,
- 3. Скафтынов Н.А. Основы газоснабжения Л.: изд. Недра 1975. 339с.
- 4. Алабовский, А.Н., Газоснабжение и очистка промышленных газы / Алабовский А.Н., АнцевВ.В., Романовский О.А. Киев: Вища школа 1981. 192с.
- 5.Стаскевич, Н.Л. Справочник по газоснабжению и использованию газа / Стаскевич Н.Л., Северинец Г.Н., Вигдорчик В.Я. Л.: Недра 1985. 766c.

 $KOMAPOBA\ MAPUS$ РУСТАМОВНА — магистрант, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

УДК 62

М.В. Комиссарова

ОСНОВЫ ОРГАНИЗАЦИИ СТРОИТЕЛЬСТВА СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

Для обеспечения нормальных параметров воздушной среды в помещениях вопросы вентиляции, технологии и архитектурно-планировочных решений здания необходимо решать совместно. Санитарно-гигиеническое назначение вентиляции состоит в поддержании в помещениях удовлетворяющего требованиям санитарных норм проектирования промышленных предприятий и строительных норм и правил состояния воздушной среды путем ассимиляции избытков тепла и влаги, а также удаления вредных газов, паров и пыли. Кроме санитарно-гигиенических требований к вентиляции предъявляют технологические требования по обеспечению чистоты, температуры, влажности и скорости движения воздуха в помещении, вытекающие из особенностей технологического процесса в промышленных зданиях и назначения помещения в общественных зданиях.

Ключевые слова: вентиляция, приточная вентиляция, подача воздуха, строительство.

Схемы строительства систем вентиляции помещений в зданиях различного назначения

Эффективность вентиляции помещения в большой мере зависит от правильного выбора и расположения устройств для подачи и удаления воздуха. В первую очередь распределение параметров воздуха в объеме помещения определяется конструктивным решением приточных устройств. Влияние вытяжных устройств на скорость движения и температуру воздуха в помещении обычно незначительно. В то же время общая эффективность вентиляции зависит от правильной организации вытяжки воздуха из помещения.

Основные принципы организации вентиляции

- 1) местная вытяжная вентиляция должна локализовать вредные выделения в местах их образования, предотвращая распространение их по помещению;
- 2) приточный воздух необходимо подавать так, чтобы он, поступая в зону дыхания людей (обслуживаемую зону помещения), был чистым и имел температуру и скорость движения в соответствии с требованиями санитарных норм;
- 3) общеобменная вентиляция должна разбавлять и удалять вредные выделения, поступающие в помещение, обеспечивая в обслуживаемой зоне допустимые значения параметров температуры, относительной влажности, скорости движения воздуха и концентрации вредных веществ в нем;
- 4) объемы приточного и вытяжного воздуха должны исключать с учетом воздушного режима здания перетекание загрязненного воздуха из помещений с выделением вредных веществ в другие помещения.

Выбор воздухораспределительных устройств и места расположения их в помещении зависит от назначения и габаритных размеров помещения, сочетания видов вредных выделений, требований, предъявляемых к воздушной среде, размещения в объеме помещения оборудования и рабочих мест и других условий.

При этом следует учитывать конструктивное строительное решение здания. Правильное решение вентиляции определяет удобство монтажа и эксплуатации систем вентиляции, доступность системы для ремонта, хороший внешний вид помещения и, главное, высокую эффективность воздухообмена. Решение вопроса подачи и удаления воздуха зависит от конкретных условий.

Общие рекомендации при решении вопроса подачи и удаления воздуха

При решении вопроса подачи и удаления воздуха должно соблюдаться следующее:

а) траектория подачи приточного воздуха не должна пересекать загрязненные участки помещения, обеспечивая поступление в обслуживаемую рабочую зону чистого воздуха;

Научный руководитель: *Стариков Альберт Николаевич* – кандидат технических наук, доцент, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

[©] Комиссарова М.В., 2020.

- б) при значительных избытках явного тепла в помещении приточный воздух в холодный период года следует подавать с минимально допустимой температурой, имея в виду его подогрев за счет избытков тепла:
- в) в теплый период года во всех случаях предпочтительней подача приточного воздуха в обслуживаемую (рабочую) зону помещений;
- г) при решении воздухораздачи необходима проверка уровня температуры и скорости движения воздуха на рабочих местах; при этом следует учитывать взаимное влияние струйных течений, стесненность струй ограждениями и технологическим оборудованием, свойство струй настилаться на поверхности и возбуждать циркуляционные потоки;
- д) при недостатках тепла в помещении и выполнении вентиляцией функций системы отопления приточный воздух нужно подавать в обслуживаемую (рабочую) зону помещения.

Жилые и общественные здания

Наиболее простым примером организации воздухообмена является вентиляция помещений в жилых зданиях, общежитиях и гостиницах. По существующим нормам в этих зданиях устраивают вытяжную вентиляцию из верхней зоны помещений кухонь, санитарных узлов, ванных и душевых комнат, а в некоторых случаях и жилых комнат. Приточный воздух поступает неорганизованно через форточки и неплотности в ограждениях. Регулирование вентиляции и увеличение воздухообмена осуществляют открыванием окон.

В гостиницах повышенной категории рекомендуется организовывать приток воздуха в верхнюю зону жилых помещений номеров и удаление воздуха из помещений санитарных узлов и ванных комнат.

В административно-конторских зданиях объемом до 1500 м3 вентиляцию помещений осуществляют в виде вытяжки из их верхней зоны с неорганизованным притоком через окна.

В зданиях большего объема вытяжку из верхней зоны помещений компенсируют притоком также в их верхнюю зону («сверху — вверх»). Расход воздуха, подаваемого в помещения и удаляемого из них, принимается таким образом, чтобы исключить перетекание воздуха из одних помещений в другие.

В общественных зданиях (детские учреждения, общеобразовательные школы, лечебно-профилактические учреждения, высшие и средние учебные заведения, магазины и т. п.) вентиляцию основных помещений осуществляют также по схеме «сверху — вверх», т. е. и приточные и вытяжные отверстия располагают в верхней зоне помещения.

В больших помещениях (залах, аудиториях) вытяжку частично можно осуществлять из нижней зоны помещения.

В высоких помещениях при больших тепловых нагрузках от светильников выпуск воздуха следует предусматривать ниже светильников, а удаление его— под светильниками или через конструкцию светильников.

В помещениях с высокими витражами при отсутствии нагревательных приборов под ними приточный воздух целесообразно подавать через продольные щели в полу под окнами настилающимися струями. Приточный воздух можно подавать со стороны одной из торцовых стен помещения или со стороны двух торцовых стен навстречу друг другу, что значительно снижает скорости движения воздуха в обслуживаемой зоне. В этих же помещениях при гладком потолке может быть организована подача приточного воздуха настилающимися на потолок струями через плафоны.

В некоторых специфических помещениях, например, операционных, наркозных, рентгеновских кабинетах, фото- и химических лабораториях, аккумуляторных и т.п., подачу и удаление воздуха осуществляют на разных уровнях в соответствии с рекомендациями специальных норм.

Схемы решения вентиляции в зрительных залах театров, кинотеатров и клубов:

- а) в залах без балконов с числом мест до 400 подача воздуха в верхнюю или среднюю по высоте зону помещения;
- б) в залах без балконов с числом мест более 400 подача воздуха в верхнюю зону помещения горизонтальными сосредоточенными струями через отверстия в торцовой стене или через решетки либо плафоны в потолке, направляющие воздух вдоль потолка в сторону сцены или экрана;
- в) при наличии балкона дополнительно предусматривается приток воздуха через отверстия в задней стене под балконами в количестве, пропорциональном числу мест, расположенных в подбалконном пространстве;
 - г) вытяжка осуществляется через отверстия в потолке или в верхней части стен у сцены или экрана;
 - д) в холодный период года часть удаляемого воздуха поступает на рециркуляцию.
- В зданиях предприятий общественного питания схема вентиляции определяется назначением помещений.

В обеденных и торговых залах воздух подают в верхнюю зону помещений, а удаляют из верхней

зоны и через отверстия (раздаточные окна, двери) в технологические помещения. В горячих цехах (кухнях) и мойках воздух подают в рабочую зону, а удаляют через местные отсосы и из верхней зоны.

Промышленные здания

При организации воздухообмена в помещениях промышленных зданий возможно применение следующих схем:

- а) «снизу вверх» при одновременном выделении тепла и пыли; в этом случае воздух подают в рабочую зону помещения, а удаляют из верхней зоны;
- б) «сверху вниз» при выделении газов, паров летучих жидкостей (спиртов, ацетона, толуола и т. п.) или пыли, а также при одновременном выделении пыли и газов; в этих случаях воздух подают рассредоточено в верхнюю зону, а удаляют местной вытяжной вентиляцией из рабочей зоны помещения и системой общеобменной вентиляции из его нижней зоны (возможно частичное проветривание верхней, зоны);
- в) «сверху вверх» в производственных помещениях при одновременном выделении тепла, влаги и сварочного аэрозоля, а также во вспомогательных производственных зданиях при борьбе с тепло-избытками; обычно в этих случаях воздух подают в верхнюю зону помещения и удаляют из его верхней зоны;
- г) «снизу вверх и вниз» в производственных помещениях при выделении паров и газов с различными плотностями и недопустимости их скопления в верхней зоне из-за опасности взрыва или отравления людей (малярные цехи, аккумуляторные и т. д.); в этом случае подачу приточного воздуха осуществляют в рабочую зону, а общеобменную вытяжку из верхней и нижней зон;
- д) «сверху и снизу вверх» в помещениях с одновременным выделением тепла и влаги или с выделением только влаги при поступлении пара в воздух помещения через неплотности производственной аппаратуры и коммуникаций, с открытых поверхностей жидкостей в ваннах и со смоченных поверхностей пола; в этих случаях воздух подают в две зоны рабочую и верхнюю, а удаляют из верхней зоны. При этом для предотвращения туманообразования и капели с потолка приточный воздух, подаваемый в верхнюю зону, несколько перегревают по сравнению с воздухом, подаваемым в рабочую зону.

Конструктивные решения вентиляционных систем Жилые здания

В жилых зданиях устраивают вытяжные канальные системы естественной вентиляции. Наружный подогретый воздух можно подавать в помещения Жилых зданий системами воздушного отопления; наружный неподогретый воздух поступает в помещения через открывающиеся форточки и фрамуги, неплотности в строительных ограждениях и специальные приточные отверстия (подоконные щели). Радиус действия вытяжных канальных систем естественной вентиляции рекомендуется принимать не более 8 м. В одну систему можно объединять вытяжные каналы одноименных или близких по назначению помещений здания. Вентиляционные системы квартир, общежитий и гостиниц нельзя объединять с вентиляционными системами детских, торговых и других учреждений, встроенных в то же здание. Вытяжные каналы помещений санитарных узлов объединяют в самостоятельную систему вентиляции. При числе унитазов в помещении санитарного узла более пяти (в общежитиях) систему оборудуют вентилятором. В зданиях с числом этажей до пяти не допускается присоединять к одному вытяжному каналу помещения, расположенные на разных этажах. В зданиях с числом этажей более пяти допускается объединение отдельных вертикальных вытяжных каналов из каждых четырех — шести этажей в один сборный магистральный горизонтальный или вертикальный канал по схеме. Это правило относится также к общественным и коммунальным зданиям.

Общественные здания

В зданиях общественного и коммунального назначения возможно применение естественной и механической вентиляции. Вентиляционные установки этих зданий при большом их числе объединяют в вентиляционные центры. Отдельные приточные установки могут быть размещены и на этажах обслуживаемого здания. Вытяжные центры располагают, как правило, на технических этажах или на чердаках. Чтобы шум от вентиляционных установок с механическим побуждением движения воздуха не проникал в лекционные залы, операционные и больничные палаты, зрительные залы театров, кинотеатров и клубов, классы в школах и т. д., не следует размещать такие установки под или над этими помещениями.

При проектировании необходимо предусматривать раздельные приточно-вытяжные системы вентиляции для следующих блоков зданий:

учебных и лабораторных в вузах;

лабораторных, вспомогательных и административно-хозяйственных в научно-исследовательских институтах;

на предприятиях;

поликлинических и больничных (при нахождении их в одном здании).

В общественных зданиях не допускается объединение горизонтальными каналами вытяжных отверстий нескольких помещений. Не допускается присоединение вытяжных отверстий помещений санитарных узлов и вытяжных отверстий других помещений к одному каналу или к одной шахте.

Промышленные здания

Промышленные здания имеют системы вентиляции со своими специфическими особенностями устройства и размещения. Способы вентиляции и число вентиляционных установок на предприятиях зависят от характера технологического процесса, мощности предприятия, а также от его экономической значимости. В промышленных зданиях возможно размещение вентиляционного оборудования в производственных помещениях или снаружи здания — на стенах (на кронштейнах) или кровле, но в любом случае должны быть обеспечены удобное обслуживание вентиляционного оборудования и защита его от возможной конденсации влаги. Внутри здания вентиляционное оборудование устанавливают в вентиляционных камерах, иногда допускается установка его непосредственно в обслуживаемом помещении. При проектировании систем вентиляции следует стремиться к наименьшей длине воздуховодов, определяемой их радиусом действия.

Экономические расчеты показывают, что радиус действия приточных установок зависит от скорости движения воздуха в воздуховодах. Так, при скорости 6—10 м/с рекомендуемый радиус действия установки 30—40 м, при скорости менее 6 м/с — 60—70 м. Радиус действия вытяжных установок 30—40 м, а в очень крупных цехах он может достигать 100—120 м.

При проектировании местной вентиляции следует к одной вытяжной системе присоединять не более 10—12 отсосов. При удалении местными вытяжными установками влажного воздуха или воздуха, содержащего вредные газы, радиус действия принимается равным 25—30 м. Радиус действия установок пневматического транспорта может достигать 80—100 м. Эти соображения могут быть положены в основу для выбора числа приточных и вытяжных установок. Вытяжные вентиляционные установки, удаляющие взрыво и огнеопасные смеси, должны иметь взрывобезопасное исполнение.

Конструктивные элементы приточных установок с механическим побуждением воздуха

Приточные установки состоят из следующих элементов:

- 1) воздухоприемных устройств для забора наружного воздуха;
- 2) приточной камеры, в которой размещаются вентилятор с электродвигателем и установки для соответствующей обработки воздуха (фильтры для очистки наружного воздуха от пыли, калориферы для нагрева воздуха, устройства для охлаждения и увлажнения воздуха);
- 3) сети воздуховодов, по которым приточный воздух от вентилятора направляется в вентилируемые помешения:
 - 4) приточные отверстия или насадок, через которые воздух поступает в помещения;
- 5) жалюзийных и декоративных решеток или сеток, устанавливаемых на выходе воздуха из приточных отверстий;
- 6) регулирующих устройств (дроссель-клапанов или задвижек), располагаемых в воздухоприемных отверстиях и на ответвлениях воздуховодов.

Конструктивные элементы вытяжных установок с механическим побуждением воздуха

Вытяжные установки состоят из следующих элементов:

- 1) вытяжных отверстий, снабженных жалюзийными решетками или сетками;
- 2) местных отсосов различной конструкции;
- 3) воздуховодов, по которым воздух, удаляемый из помещений, движется в вытяжную камеру или к вентилятору;
- 4) вытяжной камеры, в которой устанавливаются вентилятор с электродвигателем, или вентилятора с электродвигателем, установленными без камеры;
- 5) устройств для очистки воздуха, выбрасываемого в атмосферу или возвращаемого на рециркуляцию;
 - 6) вытяжной шахты для удаления воздуха в атмосферу;
 - 7) регулирующих устройств.

Приточные и вытяжные установки не всегда должны включать все перечисленные конструктивные элементы. Из сказанного следует, что конструктивные элементы систем вентиляции можно разделить на

следующие группы: устройства для удаления и подачи воздуха (вытяжные решетки и отверстия, местные отсосы, воздухоприемные устройства, приточные насадки, воздушные завесы, дефлекторы, вытяжные шахты); приточные и вытяжные камеры; вентиляционные каналы и воздуховоды; регулирующие устройства (клапаны, шиберы).

Библиографический список

- 1. СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование. М.: Госстрой России, 2004.-71 с.
- 2. СНиП 23-01-99. Строительная климатология. М.: Госстрой России, 2000.-81 с.
- 3. Богословский В.Н., Отопление и вентиляция, часть 2, вентиляция: учеб.для вузов-3-е изд., перераб. и доп.— М.: Стройиздат, 1995.-432 с.
- 4. Тихомиров К.В., Сергеенко Э.С. Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция : Учеб., для вузов. 4 е изд., перераб. и доп.- М.: Стройиздат, 1991. 480 с.
- 5. СНиП 2.08.02-89. Общественные здания и сооружения /Госстрой СССР М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1990. 49 с.

КОМИССАРОВА МАРГАРИТА ВАСИЛЬЕВНА – магистрант, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

УДК 62

В.В. Кондратьев

ВЫБОР РАБОЧЕГО ВЕЩЕСТВА ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

В работе представлены результаты анализа эффективности применения широкого спектра хладагентов в качестве рабочих тел систем кондиционирования. Анализ проводится на основе методики, которая предполагает равенство температурных напоров между теплоносителем и рабочим телом в испарителе и конденсаторе с фиксированными параметрами теплоносителей в теплообменных аппаратах. Кроме того, в работе представлен анализ использования регенерации в циклах и влияние концентрации фторорганических веществ в составе смесевой композиции на термодинамическую эффективность цикла.

Ключевые слова: термодинамическая эффективность, кондиционеры, холодильные агенты, рабочие вещества, фторорганические соединения, регенерация.

Задача проектирования современной технической системы кондиционирования воздуха (СКВ) зачастую сопряжена с выбором оптимального рабочего вещества для реализации термодинамического цикла холодильной установки. Выбираемые для этой цели хладагенты должны удовлетворять совокупности требований, среди которых можно выделить законодательные ограничения, технико-экономические требования и требования к безопасности и термодинамической эффективности [1]. Законодательные ограничения связаны с возможным влиянием некоторых широко распространенных хладагентов на глобальные проблемы человечества: созданием дополнительного парникового эффекта при попадании в атмосферу и возможным разрушением озонового слоя. Прежде всего, здесь следует отметить ограничения, наложенные на производство и использование наиболее широко распространенных хладагентов международными соглашениями, которые были ратифицированы Российской Федерацией (Монреальский протокол в 1987 г. и Киотский протокол в 2004 г.), что актуализировало поиск мировым научным сообществом новых рабочих веществ для холодильной техники.

Среди других требований, предъявляемых к искомым хладагентам, — пожаро и взрывобезопасность, не токсичность, экологические и медицинские критерии при производстве и эксплуатации, термическая и коррозионная стойкость, химическая стабильность при взаимодействии со смазочными маслами, стоимость вещества, возможность применения в существующем оборудовании, однако ключевым фактором при выборе того или иного рабочего вещества является, прежде всего, термодинамическая эффективность цикла холодильной установки при его использовании.

До недавнего времени в качестве рабочего вещества в СКВ повсеместно использовался фреон R22. Этот традиционный хладагент, относящийся к группе гидрохлорфторуглеродов (ГХФУ), хорошо зарекомендовал себя в системах кондиционирования воздуха, торговых и транспортных холодильных установках, а также в воздухоохладительных системах и тепловых насосах. Однако его использование в СКВ в настоящее время не отвечает долгосрочным перспективам развития отрасли в связи с ограничениями, наложенными Монреальским протоколом [2].

В настоящее время ведущими производителями кондиционеров, такими как Ballu, Electrolux, Mitsubishi, Samsung, Hitachi, Panasonic, Toshiba и Daikin, в качестве рабочих веществ СКВ используют смесевые хладагенты R410a и R407c [3–10]. Это смесевые хладагенты, состоящие из гидрофторуглеродов (ГФУ) R32, R125 и R134a, не содержащих хлора, не разрушающих озоновый слой и имеющих короткий период жизни в атмосфере. ГФУ считаются долгосрочными альтернативными заменителями ГХФУ для большинства существующих и вновь создаваемых установок. В качестве недостатков данных смесей можно отметить необходимость использования дорогостоящих синтетических эфирных масел для смазки компрессора. Кроме того, при любых неизбежных утечках из контура фреона R407c происходит неравномерный выход составляющих данной смеси, т. е. меняется оптимальный состав рабочего вещества, что

Научный руководитель: *Мельников Владимир Михайлович* – кандидат технических наук, доцент, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

[©] Кондратьев В.В., 2020.

приводит к ухудшению его эксплуатационных характеристик и уменьшению термодинамической эффективности цикла.

Другая современная тенденция в проектировании кондиционеров — использование в качестве хладагента чистого вещества CH_2F_2 (R32) (так, например, фирма Daikin начала выпускать кондиционеры марки FTXZ-N [11]).

Однако особый интерес для науки и техники в этой сфере представляют новые перспективные рабочие вещества — смесевые композиции на основе фторорганических соединений, а именно: октафторпропан (R218), октафторциклобутан (Rc318) и декафторбутан (R31-10) в композициях с гексафторидом серы (R846).

Проведенные исследования [12–16] показали, что вещества фторуглеродного состава обладают благоприятными для такой цели физическими, химическими и эксплуатационными свойствами — инертны к материалам, не разрушают озоновый слой Земли, не горючи вплоть до температур 700 °C, не взрывоопасны (более того, RC318 применяется для тушения пламени при концентрации его в воздухе 18,1%), имеют более низкое давление в теплообменных аппаратах по сравнению с R22, R410a и R407c. При использовании данных смесей в кондиционерах для смазки компрессора можно пользоваться обычными минеральными маслами. Данные смеси являются неазеотропными, т. е. в процессе испарения и конденсации их температура меняется. Этот факт дает им неоспоримое преимущество: значения локальных температурных напоров по длине теплообменных аппаратов практически не меняются, и, следовательно, снижается так называемая «внешняя» необратимость процессов теплопередачи.

Как уже отмечалось выше, термодинамическая эффективность цикла холодильной установки СКВ является ключевым фактором при выборе рабочего вещества (РВ). Предложенная в работе [17] методика позволяет оценить эффективность применения большого количества чистых веществ и смесевых композиций в качестве рабочих тел холодильных установок СКВ. В ее основе лежит условие равенства температурных напоров между теплоносителем и рабочим телом в испарителе и конденсаторе с фиксированными параметрами теплоносителей в теплообменниках. Принципиальная схема холодильной установки СКВ и ее цикл в Т-ѕ диаграмме для неазеотропной смеси представлены на рис. 1.

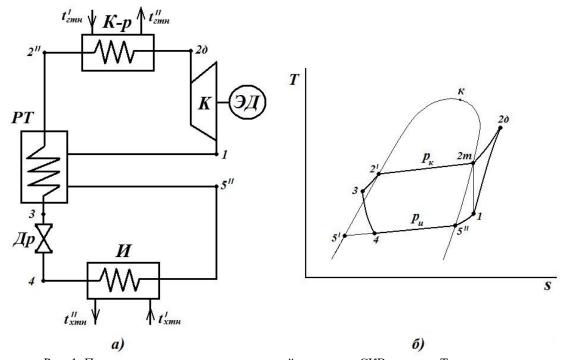


Рис. 1. Принципиальная схема холодильной установки СКВ и цикл в Т-s диаграмме: а) К — компрессор; ЭД — электродвигатель; К-р — конденсатор; РТ — регенеративный теплообменник; Др — дроссель; И — испаритель; t'_{ГТН} и t"_{ГТН} — температуры горячего теплоносителя на входе и выходе из конденсатора установки; t'_{ХТН} и t"_{ХТН} — температуры холодного теплоносителя на входе и выходе из испарителя установки; б) цикл на неазеотропных смесевых РВ с положительным наклоном кривой конденсации в Т-s диаграмме; рк — давление конденсации; ри — давление испарения

Образцовым циклом для определения базовых температурных напоров в испарителе и конденсаторе кондиционера принят цикл на фреоне R22 вследствие высокой степени изученности его теплофизических свойств.

Для расчета цикла холодильной установки СКВ на фреоне R22 и других рабочих веществах были приняты следующие исходные данные:

- -внутренний относительный КПД компрессора: $\eta_{oi}^{\kappa} = 0.65$;
- -минимальный температурный напор в конденсаторе: $\Delta t^{\kappa}_{min} = 3$ °C;
- -минимальный температурный напор в испарителе: $\Delta t^{\mu}_{min} = 3$ °C;
- -температура горячего теплоносителя на входе в конденсатор установки (средняя температура воздуха в самый жаркий месяц в г.Москва): $t'_{\text{ГТH}} = 28^{\circ}\text{C}$;
 - -температура горячего теплоносителя на выходе из конденсатора установки: $t''_{\Gamma TH} = 38^{\circ}\mathrm{C};$
- -температура холодного теплоносителя на выходе из испарителя установки (минимально возможная температура воздуха, которую могут поддерживать большинство кондиционеров): $t'_{\text{XTH}} = 17^{\circ}\text{C}$;
 - -температура холодного теплоносителя на входе в испаритель установки: $t'_{XTH} = 25^{\circ}C$;
 - -минимальный температурный напор в регенераторе: $\Delta t \min^{per} = t2$ ' t1 = 3 °C.

Сравнение термодинамической эффективности установки СКВ с базовым вариантом и выбор альтернативных фреону R22 рабочих веществ предлагается осуществлять среди:

- -чистых веществ: R134a, R32, R218, Rc318, R31-10, CO₂;
- -смесей: R407c, R410a, R404a, RC318/R846 (95/5) 1 и (90/10), R3110/R846 (95/5) и (90/10), R218/R846 (95/5) и (90/10).

Расчет цикла установки на веществе R22 с учетом заданных исходных данных определил базовые температурные напоры в конденсаторе $\Delta t_{\kappa} = 8.0~{\rm C}^{\rm o}$ и испарителе установки $\Delta t_{\rm H} = 7.0~{\rm C},^{\rm o}$ а также холодильный коэффициент ϵ =6,17. Результаты расчетов цикла холодильной установки СКВ при использовании различных хладагентов представлены в табл. 1^2 .

Таблица 1 Результаты расчетов цикла холодильной установки СКВ при использовании различных хладагентов

т сзультаты расче	лов цикла х	олодильной	установки СКВ при использовании различных кладагентов							
Вещество	$p_{\scriptscriptstyle \mathrm{H}}$,МПа	t₄, °C	t″5,°C	$p_{\rm K}$, МПа	t′2, °C	t″2, °C	t₂д, °С	3		
R22	0.7666	14.00	14.00	1.5310	39.93	39.93	61.06	6.17		
R32	1.2445	14.00	14.00	2.4136	38.92	38.92	66.35	6.24		
R134a	0.4729	14.00	14.00	1.0343	40.65	40.65	51.18	5.99		
R407c	0.7883	11.64	16.37	1.6535	37.72	42.70	57.87	5.92		
R3110/R846(95/5)	0.2270	10.53	17.47	0.5638	34.52	47.17	52.47	5.88		
Rc318	0.2164	14.00	14.00	0.5038	40.85	40.85	46.80	5.86		
R410a	1.2205	13.95	14.05	2.4056	39.66	39.78	57.49	5.81		
RC318/R846(95/5)	0.2553	11.22	16.79	0.6273	35.48	46.16	52.83	5.80		
R31-10	0.1854	14.00	14.00	0.4340	40.87	40.87	45.73	5.79		
R404a	0.9211	13.81	14.18	1.8479	40.42	40.75	49.56	5.44		
R218	0.6375	14.00	14.00	1.3030	40.90	40.90	44.50	5.04		
R218/R86 (90/10)	0.7209	12.91	15.10	1.4993	39.36	42.41	46.01	4.96		
R218/R846 (95/5)	0.6825	13.4	14.59	1.4015	40.01	41.76	45.38	5.00		
CO2	4.9658	14.00	14.00	8.5346	_	_	58.32	4.72		

При расчете цикла кондиционера на PB, альтернативных фреону R22, принималось, что допустимое отклонение от базового температурного напора в конденсаторе и испарителе установки составляет $\pm 0/05$ °C.

Следует отметить, что при данных параметрах нет возможности применить смеси Rc318/R846 (90/10) и R31-10/R846 (90/10), т. к. существующий температурный глайд не позволяет выполнить условие: $\Delta t_{min}^{per} > 3$ °C.

¹ Здесь и далее по тексту имеется ввиду процентное соотношение хладагентов по массе в составе смеси.

 $^{^2}$ Расчет термодинамических свойств для представленных в таблице 1 веществ производился с помощью программы REFPROP 8.0.

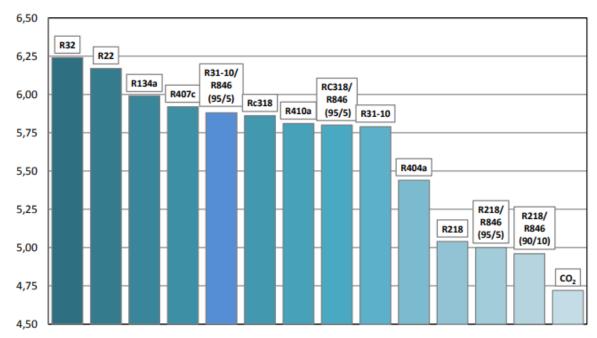


Рис. 2. Холодильные коэффициенты цикла холодильной установки СКВ на различных РВ

Анализ представленных в табл. 1 и на рис. 2 данных показал, что холодильный коэффициент, превышающий базовый (на R22), получен лишь для цикла с фреоном R32 (6.24). Сравнительно высокими значениями холодильного коэффициента обладают циклы на фреонах R134a (5.99), Rc318 (5.86) и смесях R407c (5.92), R3110/R846(95/5) (5.88).

Кроме того, анализ термодинамических параметров цикла (табл. 1) позволяет сделать вывод, что циклы кондиционеров на всех рассматриваемых рабочих веществах обладают невысокой температурой на выходе из компрессора (максимальное значение –66.35 °C для фреона R32). Это обстоятельство позволяет существенно увеличить долю регенерации в циклах, что может привести к повышению коэффициента преобразования. Результаты данного исследования приведены в табл. 2 и проиллюстрированы рис. 3.

Таблица 2 Результаты расчетов цикла холодильной установки СКВ на различных РВ при применении регенерации³³

Вещество	р _и , МПа	рирг, МПа	р _к , МПа	ркрг, МПа	t2д, °С	t2дрг, °С	Δq_{κ} , кДж/кг	Δl _к , кДж/кг	3	ϵ_{pr}
R22	0.7666	_	1.5310	_	61.06	_	_	_	6.17	_
R32	1.2445	1.2445	2.4136	2.2447	66.35	83.30	30.24	0.37	6.24	6.95
R134a	0.4729	0.4729	1.0343	0.9714	51.18	69.96	23.67	0.76	5.99	6.73
R410a	1.2205	1.2208	2.4056	2.2334	57.49	74.10	28.17	0.74	5.81	6.66
R407c	0.7883	0.7949	1.6535	1.5720	57.87	71.66	19.79	0.45	5.92	6.54
Rc318	0.2164	0.2165	0.5038	0.4869	46.80	58.34	11.46	0.22	5.86	6.54
R31-10	0.1854	0.1854	0.4340	0.4219	45.73	55.17	9.63	0.18	5.79	6.47
R404a	0.9211	0.9219	1.8479	1.7282	49.56	66.33	26.36	0.98	5.44	6.42
R218	0.6375	0.6375	1.3030	1.2449	44.50	57.03	15.55	0.51	5.04	6.14
Rc318/R846(95/5)	0.2553	0.2590	0.6273	0.6223	52.83	56.55	14.52	0.4	5.80	6.09
R218/R846(95/5)	0.6825	0.6882	1.4015	1.3458	45.38	56.94	4.08	-0.08	5.00	6.06
R218/R846(90/10)	0.7209	0.7384	1.4993	1.4437	46.01	57.00	13.93	0.35	4.96	5.98

³ Подпись «рг» обозначает параметр цикла кондиционера с максимально возможной регенерацией.

 $^{1.\}Delta q_{\rm K}$ равно разности удельной тепловой нагрузки испарителя после и до введения максимально возможной регенерации в цикл кондиционера.

 $^{2.^{\}Delta l}$ д равно разности удельной работы компрессора после и до введения максимально возможной регенерации в цикл конлиционера

^{m R404}а превзошел по термодинамической эффективности цикл на фреоне R22, а цикл с максимальной степенью регенерации на R218/R846 (95/5) и (90/10), R218 и RC318/R846 (95/5) не существенно уступает по холодильному коэффициенту циклу на R22.

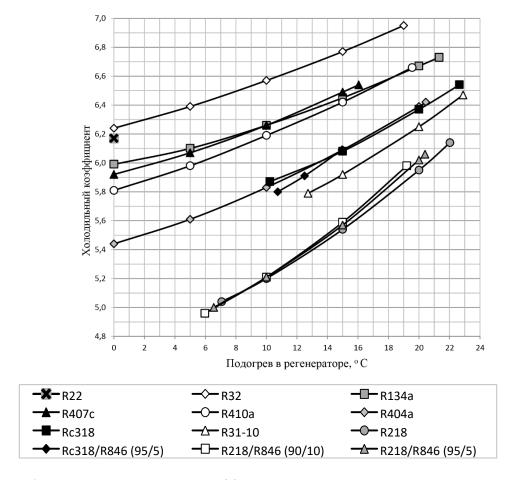


Рис. 3. Зависимость холодильного коэффициента цикла на различных РВ от степени регенерации

При анализе результатов расчета цикла холодильной установки СКВ с увеличением доли регенерации было замечено следующее.

- 1. Увеличение температуры перед компрессором ведет к увеличению давления в испарителе (почти во всех случаях) и уменьшению давления в конденсаторе, т. е. «сужению» цикла, а, следовательно, к уменьшению работы компрессора.
- 2.Уменьшение температуры перед дроссельным клапаном (за счет охлаждения РВ в регенераторе) уменьшает энтальпию и степень сухости на входе в испаритель, что ведет к увеличению удельной тепловой нагрузки испарителя.
- 3. Эти два фактора ведут к увеличению холодильного коэффициента установки: цикл с регенерацией на R134a, R32, Rc318, R31-10, R407c, R410a и

В цикле установки на смеси R31-10/R846 нет возможности увеличить степень регенерации т. к. не будет выполняться условие $\Delta t_{\min}^{\text{per}} > 3$ °C.

Давления в теплообменных аппаратах установки на фреонах R32, R410a, R407c, R404a и смеси R218/R846, полученные в результате расчета, сравнительно высоки, что, с одной стороны, приведет к уменьшению теплообменной поверхности аппарата, а с другой — к возрастанию гидравлических потерь.

Анализ полученных результатов показал, что в результате применения регенерации при соблюдении условия равенства температурных напоров в аппаратах ни для одного из рассматриваемых веществ:

-давление в испарителе не снизилось ниже атмосферного;

-температура на выходе из компрессора не превысила $90\,^{\circ}$ С, что важно для обеспечения надежной работы компрессора.

Следует также отметить, что холодильный коэффициент цикла установки на смесевых фторорганических хладагентах зависит от концентрации входящих в них веществ (табл. 2), т. е. актуальной также является задача поиска оптимального состава такой смеси, обеспечивающего максимальную эффективность цикла [18]. В связи с этим было проведено исследование влияния концентрации фреона R846 на холодильный коэффициент цикла установки СКВ, работающей на смесях Rc318/R846, R31-10/R846 и R218/R846. Результаты этого исследования проиллюстрированы на рис. 4 и 5.

Анализ представленных на рис. 4 данных показал, что для цикла установки СКВ, работающей на смесях Rc318/R846 и R31-10/R846, имеет место максимум холодильного коэффициента при 10 и 7%-м содержании в них фреона R846 соответственно. Однако при данных параметрах окружающей среды (температурном интервале нагреваемого воздуха в конденсаторе) и поддерживаемой температуре в помещении (температурном интервале охлаждаемого воздуха в испарителе) нет возможности реализовать цикл на смеси R31-10/R846 при концентрации фреона R846 >7% из-за сильного отрицательного наклона кривой испарения в Т-ѕ диаграмме и, как следствие, возникновения влажного пара на выходе из компрессора, что недопустимо. Таким образом, выбор оптимального состава смеси Rc318/R846 или R31-10/R846 должен производиться на базе комплексного анализа результатов расчета эффективности циклов при различных режимах работы, однако уже сейчас можно сделать вывод об ограничении данного диапазона от 3 до 7% R846 в составе Rc318/R846 и от 5 до 10% R846 в составе R31-10/R846.

Холодильный коэффициент цикла на смеси R218/R846 растет с уменьшением концентрации R846 (см. рис. 5), т. е при выборе массовых соотношений веществ стоит руководствоваться, в первую очередь, эксплуатационными характеристиками данной смеси (способностью смеси растворять и переносить масло).

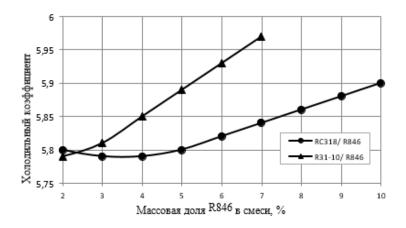


Рис. 4. Зависимость холодильного коэффициента от массовой доли R846 в смесях Rc318/R846 и R31-10/R846 с минимально возможной степенью регенерации

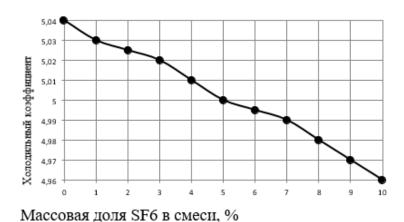


Рис. 5. Зависимость холодильного коэффициента от массовой доли R846 в смеси R218/R846 с минимально возможной степенью регенерации

Таким образом полученные результаты сравнения термодинамической эффективности использования различных РВ в холодильных установках СКВ позволили сделать следующие выводы:

-максимальным холодильным коэффициентом кондиционера, превышающим аналогичный показатель для базового вещества (6.17), для заданных параметров расчета обладает фреон R32 (6.24), т. е. тенденция его внедрения в СКВ в качестве рабочего вещества вполне обоснована;

-применение неазеотропных смесей в кондиционере в качестве PB эффективнее, чем чистых веществ и азеотропных смесей, так как значения локальных температурных напоров по длине теплообменных аппаратов практически не меняются, и, следовательно, снижается так называемая «внешняя» необратимость процессов;

-увеличение доли регенерации в циклах с отрицательным наклоном кривой конденсации, а также применение ее для фреонов с низкой температурой на выходе из компрессора позволяет существенно увеличить холодильный коэффициент установок для СКВ и значительно превзойти по термодинамической эффективности цикл на базовом веществе;

-наибольшее значение холодильного коэффициента (6.95) было получено в цикле кондиционера с регенерацией на фреоне R32 (с подогревом в регенераторе 19 °C);

-по результатам сопоставления термодинамической эффективности ряда индивидуальных, азеотропных и неазеотропных смесевых PB кондиционера могут быть рекомендованы к внедрению фреон R32 (который уже начала применять фирма Daikin), а также композиции на основе фторуглеродов (R31-10, RC318 и R218) с добавками гексафторида серы (5-10 % R846), практически не уступающие по термодинамической эффективности альтернативным PB.

Библиографический список

- 1. Цветков О. Б. Холодильные агенты: монография. 2-е изд., перераб. и доп. СПб.: СПбГУНиПТ, 2004.
- 2.Рукавишников А. М. Реквием по хладагенту R22 // Холодильная техника. 2012. № 6. С. 7–9.
- 3.Официальный сайт Ballu: http://www.ballu.ru.
- 4.Бытовая техника: Electrolux http://www.electrolux.ru
- 5. Кондиционеры Mitsubishi Electric http://www.mitsubishi.ru
- 6.Кондиционеры Samsung/Сплит системы: http://www.samsung.com/ru/consumer/home-appliances/air-conditioners
 - 7. Кондиционеры: Hitachi http://www.hitachiaircon.ru/
 - 8. Кондиционеры Panasonic: http://www.panasonic.ru/products/air_conditioner
 - 9.Официальный сайт системы кондиционирования Toshiba в России: http://www.toshibaaircon.ru/
 - 10. Кондиционеры: Daikin http://www.daikin.ru/
 - 11. FTXZ-N: http://www.daikin.ru/products/index.jsp? singleprv=FTXZ-N&pf=0
- 12. Сухих А. А. Исследование термодинамических свойств и теплотехнических характеристик фторорганических рабочих веществ: автореф. дисс. ... докт. техн. наук. М., 2012.
- 13. Антаненкова И. С. Расчетно-экспериментальное исследование термодинамической эффективности теплонасосных установок на новых рабочих веществах: автореф. дис... канд. техн. наук. Москва, 2013.
- 14. Антаненкова И. С., Сухих А. А., Сычев В. В. Экспериментальное исследование энергетической эффективности теплонасосных установок на новых рабочих веществах // Холодильная техника. 2014. № 10. С. 44–49.
- 15. Антаненкова И. С., Сухих А. А., Сычев В. В. Экспериментальное исследование энергетической эффективности теплонасосных установок на новых рабочих веществах // Холодильная техника. 2014. № 11. С. 34—39.
- 16. Антаненкова И. С. Новые рабочие вещества для систем кондиционирования воздуха // Задачи системного анализа, управления и обработки информации. Межвузовский сборник научных трудов. Вып. 5. М.: МТИ, 2015. С. 10–16.
- 17. Сухих А. А., Антаненкова И. С. Методика сравнения термодинамической эффективности циклов холодильных и теплонасосных установок // Вестник Международной академии холода. 2012. № 4.
- 18. Ветренко А. А., Антаненкова И. С. Влияние концентрации фторорганических рабочих веществ на термодинамическую эффективность цикла теплонасосной установки // Прикладные исследования и технологии. Сборник трудов Второй международной конференции ART2015. М.: МТИ, 2015. С. 37–40.

КОНДРАТЬЕВ ВАСИЛИЙ ВИКТОРОВИЧ — магистрант, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

УДК 62

С.В. Пудикова

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУШНЫХ СУДОВ – АКТУАЛЬНАЯ СИТУАЦИЯ

В данной статье рассматриваются современные системы кондиционирования воздуха летательных аппаратов, их принципиальные схемы, а также достоинства и недостатки.

Ключевые слова: летательный аппарат, кондиционирование, нормальные условия существования, система кондиционирования, наддув, воздухо-воздушный теплообменник, турбохолодильник, испарительный теплообменник.

Летательный аппарат (ЛА) – это техническое устройство, предназначенное для полетов в космическом либо воздушном пространстве. Чем выше ЛА поднимается над поверхностью земли, тем больше отличаются условия за его бортом от нормальных наземных условий существования человека. В первую очередь это понижение температуры и атмосферного давления.

Как известно экипаж и оборудование могут существовать в нормальных наземных условиях либо при их незначительных отклонениях. Такие условия создаются системами жизнеобеспечения ЛА и экипажа, одной из которых является система кондиционирования воздуха (СКВ).

Кондиционирование воздуха представляет собой автоматическое поддержание в помещениях требуемых параметров воздуха с целью создания, главным образом, оптимальных (комфортных) условий жизнеобеспечения людей. Кондиционирование воздуха и комплекс технических решений в совокупности представляют собой систему кондиционирования воздуха (СКВ).

В состав СКВ входят технические средства приготовления, перемешивания и распределения воздуха, приготовления холода, а также технические средства хладо- и теплоснабжения, автоматики, дистанционного управления и контроля [2].

Системы кондиционирования ЛА являются частным случаем СКВ, в них осуществляется обработка воздуха в более сложных условиях и по большему числу параметров, таких как температура, относительная влажность, чистота, скорость движения [1]. Данные системы находятся на более высоком уровне по сравнению с наземными системами кондиционирования.

СКВ воздушных судов предусмотрены для создания и поддержания в них:

- установленных нормами допускаемых условий воздушной среды;
- искусственных климатических условий в соответствии с технологическими требованиями производства;
- оптимальных (или близких к ним) гигиенических параметров воздушной среды в производственных помещениях.

В общем случае бортовая система кондиционирования в герметичной кабине при любых атмосферных условиях и для всех режимов полета должна поддерживать заданные давление, температуру, влажность, физико-химический состав воздуха, а также допустимый уровень шума [1].

В соответствии с этими задачами в СКВ воздушных судов (рис.1):

- 1.агрегаты оборудования;
- 2. приборы автоматического регулирования;
- 3. приборы ручного управления;
- 4.контрольная аппаратура:
- 5. сигнализационная аппаратура;
- 6.вспомогательное оборудование.

Основные требования норм летной годности самолетов к работе СКВ:

- 1.СКВ ЛА должна обеспечивать заданные параметры воздух на всех режимах полета, а также на земле независимо от внешних климатических условий.
- 2. Функционирование СКВ в кабине не должно зависеть от работы других систем, использующих общие с ней источники сжатого воздуха.

[©] Пудикова С.В., 2020.

Научный руководитель: Стариков Альберт Николаевич - кандидат технических наук, доцент, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

- 3.СКВ должна состоять из основной и дублирующей подсистем, где вторая подсистема поддерживает нормальные условия существования экипажа, пассажиров и оборудования при выходе из строя первой.
 - 4. Температура воздуха в кабине и в отсеках должна задаваться и управляться независимо.
- 5.На ЛА с продолжительностью полета больше двух часов необходимо предусматривать систему увлажнения.

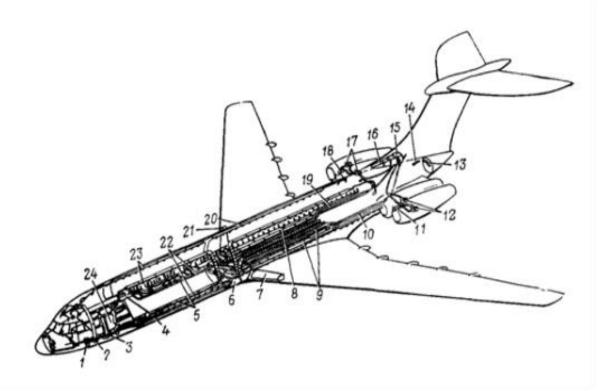


Рис. 1. Схема размещения элементов системы кондиционирования:

1 — выпускные и предохранительные клапаны; 2 — клапан сброса;

- 3 вентиляторы охлаждения радиоаппаратуры; 4 распределительный трубопровод кабины экипажа; 5 рециркуляционный трубопровод; 6 — кабина холодильной установки;
- 7, 21 холодильный испарительные установки; 8, 22 распределительные трубопроводы пассажирской кабины; 9 рециркуляционный трубопровод. 10 подводящий трубопровод левой системы; 11, 16,
 - 18 воздухозаборники, 12, 17 кабинные нагнетатели, 13 выпускной и предохранительный клапаны;
- 14, 24 устройство для увеличения тяги; 15 теплообменник; 19 –подводящий трубопровод правой системы; 20, 23 подводящий трубопровод жалюзи

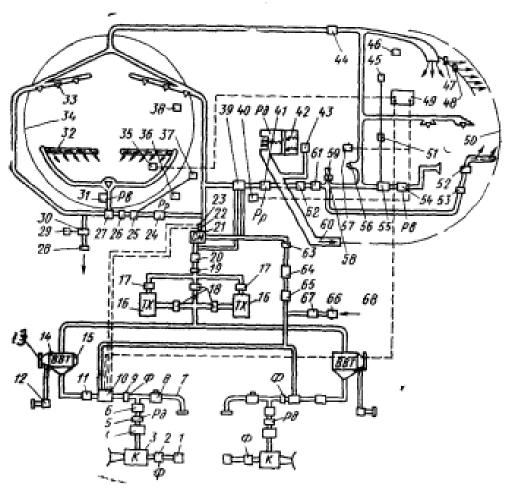


Рис. 2. СКВ с конвективным теплообменом:

1-воздухозаборник двигателя; 2,9-фильтры(ф); 3-компрессор двигателя(к); 6,27-обратные клапаны; 7-штуцер к наземному кондиционеру; 8,18,26,58,61-заслонки; 10-распределительный кран; 11-сепаратор влаги; 12,64-генераторы тепла; 13-воздухозаборники теплообменника; 14-воздухо-воздушный теплообменник(ВВТ); 15-выходная заслонка; 16-турбохолодильник(ТХ); 17-влагоотделитель; 19-глушитель шума: 20-расходомер воздуха; 21-смеситель; 22-датчик температуры; 23-задатчик температуры; 24,44-регуляторы расхода (Рр); 25,55-увлажнители; 28-воздух из туалета; 29-привод заслонки; 30-заслонка; 31-регулятор влажности (Рв); 32,33,39-распределители воздуха; 34-пассажирская кабина; 35-термостат; 36-электромагнитный клапан; 37-бак для воды; 38-термометр; 40-сервопривод; 42-регулятор давления(Рд); 43,46-предохранительные клапаны; 44,62-межкабинные клапаны; 45-бчок для воды; 47-ограничитель температуры остекленения; 48-осушительный патрон 49-щиток; 50-кабина экипажа; 51-электромагнитный клапан; 52,63-расходомер; 53,67-дроссельная заслонка; 54-регулятор влажности; 56-воздух в камбуз; 57-термостат; 59-воздух в туалет; 60-выброс воздуха в атмосферу; 65-регулятор давления; 66-воздухозаборник; 68-воздух из атмосферы

На воздушных судах применяют следующие виды СКВ:

- 1.Одноступенчатые двухкаскадные системы кондиционирования воздуха;
- 2. Одноступенчатые трехкаскадные системы кондиционирования воздуха;
- 3. Двухступенчатая четырехкаскадная система кондиционирования воздуха.

Рассмотрим некоторые из перечисленных систем кондиционирования воздуха.

Одноступенчатые двухкаскадные системы кондиционирования самолетов делятся на систему с конвективным теплообменом (см. рис. 2) и систему с панельным теплообменом (см. рис. 3).

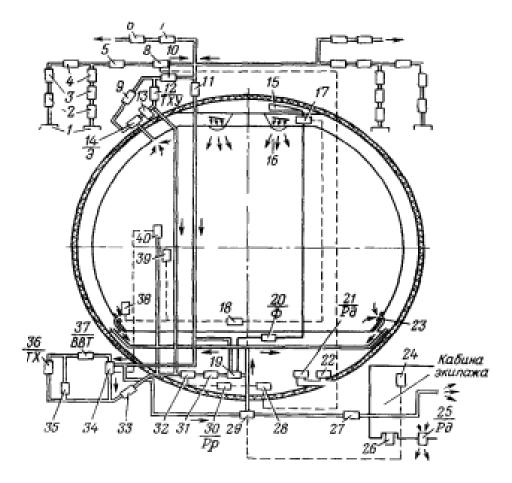


Рис. 3. Система кондиционирования с панельным теплообменом:
1-отбор воздуха из двигателя; 2-перекрывной кран; 3-ограничитель давления;
4,5,33-обратные клапаны; 6-заслонка к противооблединительной системе; 7-перекрывной кран;
8-дроссельная заслонка; 9-перекрывной кран эжектора; 10-перекрывной кран дублирующей системы;
11-перекрывной кран основной системы; 12-турбохолодильная установка дублирующей системы(ТХУ);
13-обратный клапан; 14-эжектор дублирующей системы(Э); 15-бак для воды;
16-воздухоподводящие отверстия; 17-соленоидный клапан; 18-усилитель; 19-увлажнитель;
20-фильтр(Ф); 21-регулятор давления в кабине (Рд)4 22,26-предохранительный клапан; 23-насадки;
24-термостат; 26-регулятор давления(Рд); 27-перепускной клапан; 28-синхронизатор расхода;
29-распределительный кран; 30-регулятор расхода(Рд); 31-глушитель шума; 32-задатчик расхода;
34-перекрывной и распределительный кран; 35-перепускной клапан; 36-турбохолодильник(ТХ);
37-воздухо-воздушный теплообменник(ВВТ); задатчик влажности; 39-датчик влажности; 40-термостат

В СКВ с конвективным теплообменом атмосферный воздух забирается воздухозаборником, очищается от механических примесей в фильтре и поступает в компрессор двигателя. Основная масса воздуха после сжатия в компрессоре направляется в камеру сгорания самолетного двигателя, а часть его отбирается в СКВ кабин. После воздух проходит перекрывной кран, регулятор – ограничитель абсолютного давления, обратный клапан, газовый фильтр и через распределительный кран поступает в другие агрегаты системы кондиционирования [1].

Воздух охлаждается в воздухо-воздушном теплообменнике забортным воздухом, подаваемым под скоростным напором или нагнетаемым вентилятором турбохолодильника непосредственно на турбину или в компрессор. При этом первым каскадом охлаждения является теплообменник, а вторым — турбохолодильник.

Окончательно охлажденный воздух поступает во влагоотделитель для предотвращения попадания влаги в СКВ. Но перед поступлением в коллектор кабины воздух увлажняется. Из коллектора воздух направляется по трубопроводам к отдельным агрегатам и в кабину.

Температура воздуха в пассажирской кабине регулируется при помощи термостата.

Рассмотренная система кондиционирования получила широкое распространение, но она имеет два существенных недостатка: перепад между температурой внутренней стенки кабины и воздухом и неравномерность распределения охлаждающего воздуха по кабине, вследствие чего температура воздуха может отличаться от требуемой.

Для их устранения используют систему кондиционирования с панельным теплообменом, в которой воздух, отбираемый от двигателя, поступает в воздухо-воздушный теплообменник и турбохолодильник. Далее воздух поступает через обратный клапан, увлажнитель и другие элементы системы в обогревательные панели кабины, саму кабину экипажа и пассажирскую кабину. После он выбрасывается в атмосферу через насадки [1].

Главный недостаток рассмотренной СКВ – утяжеление конструкции воздушного судна.

На самолетах с большими скоростями полетов и малыми габаритами, например, на истребителях, применяются преимущественно одноступенчатые трехкаскадные системы кондиционирования.

В данной системе третья ступень представлена в качестве испарительного теплообменника, в котором происходит охлаждение воздуха, прошедшего первые две ступени – воздухо-воздушный теплообменник (ВВТ) и турбохолодильник (ТХ).

Испарительные теплообменники работают по открытому циклу, при этом воздух охлаждается за счет скрытой теплоты испарения хладагентов.

В отличие от СКВ самолетов на вертолете Ми-26Т система кондиционирования использует горячий воздух, отбираемый за четвертой ступенью каскада высокого давления компрессоров двигателей. В случае выхода из строя одного из двигателей работоспособность системы обеспечивается другим. Кроме этого на вертолете предусмотрена вентиляция кабины экипажа наружным воздухом.

В наземных условиях при неработающих двигателях горячий воздух для СКВ подается от бортовой вспомогательной силовой установки ТА-8В или от наземной установки воздушного запуска. Конструктивно СКВ выполнена таким образом, что позволяет включать кондиционирование воздуха экипажа и обогрев грузовой кабины как одновременно, так и раздельно [4].

Система регулирования давления обеспечивает наддув и поддержание требуемого избыточного давления в кабинах экипажа и сопровождающих.

В состав СКВ входят подсистемы:

- подача воздуха;
- распределение воздуха;
- кондиционирование воздуха в кабине экипажа;
- обогрев грузовой кабины;
- регулирование давления.

Основные агрегаты СКВ размещены под полые кабины экипажа с левой стороны, между шпангоутами 3H и 5H. Управление системой кондиционирования воздуха осуществляется со специального щитка, расположенного на левом пульте бортинженера. Схема размещения системы кондиционирования вертолета Mu-26T представлена на рисунке 4.

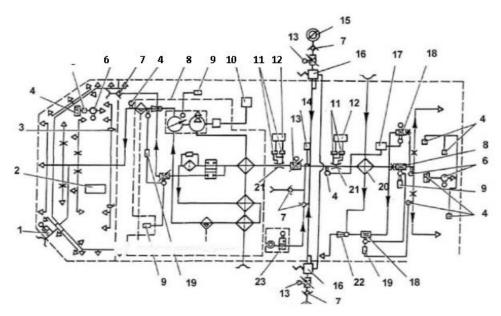


Рис. 4. Схема размещения системы кондиционирования воздуха:

1-заслонка; 2-блок согласования; 3-ручная заслонка; 4-приемник температуры;
5-внутрикабинный термометр; 6-электровентилятор; 7-обратный клапан; 8-блок агрегатов;
9-блок управления; 10-сигнализатор оборотов; 11-измерительный комплекс давления;
12-прибор вычисления расхода воздуха; 13-перекрывная заслонка; 14-сигнализатор давления;
15-двигатель; 16-регулятор избыточного давления; 17-сигнализатор температуры;
18-регулирующая заслонка; 19-блок управления автоматического регулятора температуры;
20-воздухо-воздушный радиатор; 21-датчик расхода воздуха; 22-эжектор;
23-заслонка с электромеханизмом

В данной статье был выполнен обзор существующих систем кондиционирования воздушных судов. А также рассмотрены основные виды СКВ самолетов и изучена СКВ вертолета Ми-26Т.

Библиографический список

- 1.Воронин Γ . И. Системы кондиционирования воздуха на летательных аппаратах: учебник / Γ . И. Воронин М: Машиностроение, 1973. 443с.
- 2. Явнель Б. К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха: учебник / Б. К. Явнель М: Агропромиздат, 1982. 223с.
- 3. Доссат Рой Дж. Основы холодильной техники: учебник / Рой Дж. Доссат — М: Легкая и пищевая промышленность, 1984. - 520c.
 - 4. Сорокин А. В. Конструкция вертолетов: учебное пособие / А. В. Сорокин Ростов-на-Дону, 2010–123с.

ПУДИКОВА СВЕТЛАНА ВАСИЛЬЕВНА — магистрант, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

УДК 62

Е.Ю. Матюнина

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

Одной из главных составляющих для создания благоприятных условий для жизни и работы людей является эффективная вентиляция помещения. Первостепенной и очень важной задачей при проектировании зданий является обеспечение нормируемой работы систем вентиляции.

Ключевые слова: вентиляция, эффективность, энергия.

Одной из главных составляющих для создания благоприятных условий для жизни и работы людей является эффективная вентиляция помещения. Первостепенной и очень важной задачей при проектировании зданий является обеспечение нормируемой работы систем вентиляции. Вентиляция является своего рода сложной схемой, в которую включены различные элементы, такие как устройства для нагнетания воздуха, шумоглушитель, воздуховод, решетки и др.

При проектировании вентиляции традиционное предпочтение отдаётся наиболее простым из обеспечивающих заданные условия способам, при которых проектировщики стремятся уменьшить производительность систем, принимая целесообразные конструктивно-планировочные решения здания, внедряя технологические процессы с минимумом вредных выделений, устраивая укрытия мест образования вредных выделений [1].



В настоящее время в России огромное количество энергии потребляется системой вентиляции. Это связано в значительной степени с особыми климатическими условиями, относительно низкими ценами на топливо и электроэнергию, а также запущенностью и отсталостью жилищно-коммунального хозяйства [2].

Система общеобменной вентиляции расходует энергию на:

- перемещение воздуха (электродвигатель);
- подогрев или охлаждение воздуха в зимнее (летнее) время.

Научный руководитель: *Шеногин Михаил Викторович* — кандидат технических наук, доцент, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

[©] Матюнина Е.Ю., 2020.



Рис. 2.

Усовершенствование системы вентиляции и рациональное управление ее работой сегодня является важным способом повышения энергоэффективной систем вентиляции. В настоящее время существует огромное количество технических решений для обеспечения энергоэффективности систем вентиляции.

Снижения потребления энергии можно добиться различными способами.

Соблюдение требований санитарно-гигиенических норм расхода вентиляционного воздуха, подаваемого в единицу времени для обычного среднестатистического человека, находящегося в помещении, является одним из таких способов. По мнению ряда специалистов, в России эта величина немного завышена. Вероятно, необходима оптимизация величины температуры внутреннего воздуха среди объектов различного типа и назначения. Бесспорно, что понижение зимней и повышение летней температуры внутреннего воздуха позволяет значительно сократить расходы энергии на его подготовку.

Многие промышленные предприятия для экономии электрической энергии стараются ограничивать время работы вентиляционных систем в нерабочее время. Однако, при выключенном электродвигателе вентустановки расход теплоносителя не уменьшается, что приводит к недоиспользованию возвращаемой на источник теплоты тепловой энергии.

Уже довольно продолжительное время, на некоторых предприятиях, с целью устранения данного прецедента, применяют устройства автоматического сокращения расхода теплоносителя при остановке электродвигателя вентустановки. На подающем трубопроводе системы теплоснабжения калориферов устанавливается автоматический клапан с моторным приводом. Параллельно клапану на трубопроводе устанавливается дроссельное устройство, через которое проходит минимальный расход теплоносителя, исключающий размораживание калориферов. Автоматический клапан запитывается через свободный контакт магнитного пускателя посредством промежуточного реле. Схема работает следующим образом. При остановке электродвигателя вентиляционной установки контакт магнитного пускателя замыкает цепь питания катушки промежуточного реле, контакт которого замыкает цепь питания двигателя автоматического клапана. Двигатель отключается в крайнем положении конечным выключателем и работает до полного закрытия автоматического клапана. Трубопровод системы теплоснабжения калориферов оказывается закрытым. Схема проста в эксплуатации и надежна в работе.

Существует много способов снижения энергозатрат в системах вентиляции воздуха. В несколько раз снизить затраты на подогрев поступающего воздуха позволяет применение принципа рекуперации.

Рекуперация (от лат. recuperatio — обратное получение) — процесс частичного возврата энергии для повторного использования.

При грамотном проектировании системы, поддерживающей нормируемый уровень температуры и относительной влажности в помещениях в течение года и обеспечивающей нормальный химсостав воздуха (кислород, примеси и т. д.), достаточно трудно найти пути экономии энергии на подготовку воздуха. А вот электрическая мощность, расходуемая на работу блока двигатель-вентилятор, может и должна быть контролируемой и минимально возможной.

Снижения энергопотребления на работу вентилятора возможно за счет снижения аэродинамических потерь в системе вентиляции. Потери в системе вентиляции возникают из-за того, что для обеспечения требуемого расхода воздуха приходится устанавливать дополнительные элементы (заслонки, шиберы и прочее). И это не может не влиять на общее энергопотребление системы вентиляции. Снизить затраты можно за счет установки отдельных вентиляторов на каждую из веток системы. В настоящее время существует огромное количество производителей вентиляционного оборудования, готовых предложить вентиляторы с необходимым расходом воздуха, а также с низким энергопотреблением, что является безусловным плюсом.

Библиографический список

1. Караджи В. Г., Московко Ю. Г. Некоторые особенности эффективного использования вентиляционно-отопительного оборудования. Руководство — М., 2004

2.Павленко В. А.. Показатель потребления электроэнергии SFP для оценки затрат на работу системы вентиляции и климатизации / В. А. Павленко // Безопасность и энергосбережение. — 2010. -№ 3 (33). –С.19–21.

МАТЮНИНА ЕЛЕНА ЮРЬЕВНА — магистрант, Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, Россия.

Информация для авторов

Журнал «Вестник магистратуры» выходит ежемесячно.

К публикации принимаются статьи студентов и магистрантов, которые желают опубликовать результаты своего исследования и представить их своим коллегам.

В редакцию журнала предоставляются в отдельных файлах по электронной почте следующие материалы:

1. Авторский оригинал статьи (на русском языке) в формате Word (версия 1997–2007).

Текст набирается шрифтом Times New Roman Cyr, кеглем 14 pt, с полуторным междустрочным интервалом. Отступы в начале абзаца -0, 7 см, абзацы четко обозначены. Поля (в см): слева и сверху -2, справа и снизу -1, 5.

Структура текста:

- Сведения об авторе/авторах: имя, отчество, фамилия.
- Название статьи.
- Аннотация статьи (3-5 строчек).
- Ключевые слова по содержанию статьи (6-8 слов) размещаются после аннотации.
- Основной текст статьи.

Страницы не нумеруются!

Объем статьи – не ограничивается.

В названии файла необходимо указать фамилию, инициалы автора (первого соавтора). Например, **Иванов И. В.статья.**

Статья может содержать **любое количество иллюстративного материала**. Рисунки предоставляются в тексте статьи и обязательно в отдельном файле в формате TIFF/JPG разрешением не менее 300 dpi.

Под каждым рисунком обязательно должно быть название.

Весь иллюстративный материал выполняется оттенками черного и серого цветов.

Формулы выполняются во встроенном редакторе формул Microsoft Word.

- 2. Сведения об авторе (авторах) (заполняются на каждого из авторов и высылаются в одном файле):
 - имя, отчество, фамилия (полностью),
 - место работы (учебы), занимаемая должность,
 - сфера научных интересов,
 - адрес (с почтовым индексом), на который можно выслать авторский экземпляр журнала,
 - адрес электронной почты,
 - контактный телефон,
 - название рубрики, в которую необходимо включить публикацию,
 - необходимое количество экземпляров журнала.

В названии файла необходимо указать фамилию, инициалы автора (первого соавтора). Например, **Иванов И.В. сведения.**

Адрес для направления статей и сведений об авторе: magisterjourn@gmail.com Мы ждем Ваших статей! Удачи!

Для записей