

Р НП «АВОК» 7.9-2019



РЕКОМЕНДАЦИИ АВОК

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ПОМЕЩЕНИЙ ПРЕДПРИЯТИЙ ОБЩЕСТВЕННОГО ПИТАНИЯ

ISBN 978-5-98267-104-2

НЕКОММЕРЧЕСКОЕ ПАРТНЕРСТВО
«Инженеры по отоплению, вентиляции,
кондиционированию воздуха, теплоснабжению
и строительной теплофизике» (НП «АВОК»)
www.abok.ru

Предисловие

Сведения о рекомендациях

1 РАЗРАБОТАНЫ творческим коллективом специалистов некоммерческого партнерства «Инженеры по отоплению, вентиляции, кондиционированию воздуха, теплоснабжению и строительной теплофизике» (НП «АВОК») в составе:

А. Н. Колубков, вице-президент НП «АВОК», аттестованный специалист НП «АВОК», руководитель темы;

Ю. А. Табунчиков, президент НП «АВОК», доктор техн. наук, профессор, чл.-кор. Российской академии архитектуры и строительных наук, заведующий кафедрой Московского архитектурного института (Государственная академия);

М. М. Бродач, вице-президент НП «АВОК», канд. техн. наук, профессор Московского архитектурного института (Государственная академия);

Ю. С. Авакян, аттестованный специалист НП «АВОК», ООО ППФ «АК».

Выражаем благодарность членам НП «АВОК» А. В. Ливчаку, канд. техн. наук, Halton Foodservice SVA, и Е. А. Соловьеву, Группа компаний «Клен», за участие в подготовке и рецензировании настоящих рекомендаций.

2 ВНЕСЕНЫ Комитетом НП «АВОК» по техническому нормированию, стандартизации и сертификации.

3 УТВЕРЖДЕНЫ И ВВЕДЕНЫ В ДЕЙСТВИЕ приказом Президента НП «АВОК» от 15 августа 2019 года.

4 ВВОДЯТСЯ ВПЕРВЫЕ.

© ООО ИИП «АВОК-ПРЕСС», 2019

Настоящие рекомендации являются интеллектуальной собственностью ООО ИИП «АВОК-ПРЕСС» и не могут быть полностью или частично воспроизведены без официального разрешения ООО ИИП «АВОК-ПРЕСС».

Содержание

Введение	V
1 Область применения	1
2 Нормативные ссылки	1
3 Термины и определения, обозначения и сокращения	1
4 Общие положения	2
5 Проектирование систем вентиляции и кондиционирования воздуха	2
5.1 Теплоснабжение и набор помещений, обслуживаемых системой вентиляции и кондиционирования воздуха	2
5.2 Размещение оборудования	3
5.3 Устройство сети воздуховодов	3
5.4 Организация воздухораспределения в помещениях	5
5.5 Способы снижения энергопотребления систем вентиляции и кондиционирования воздуха	7
6 Методика расчета систем вентиляции и кондиционирования воздуха	7
6.1 Исходные данные	7
6.2 Расчет тепло- и влагопоступлений	10
6.3 Расчет воздушного баланса горячего цеха	13
6.4 Определение параметров воздуха в рабочей зоне горячего цеха	16
6.5 Расчет расхода приточного воздуха в обеденном зале	17
7 Примеры расчета воздухообменов	18
7.1 Пример расчета системы вентиляции в горячем цехе и обеденном зале	18
7.2 Пример расчета системы вентиляции в горячем цехе и системы кондиционирования воздуха в обеденном зале	23
7.3 Пример расчета системы кондиционирования воздуха в горячем цехе и обеденном зале	29
8 Оборудование системы вентиляции горячих цехов	34
8.1 Местные отсосы	34
8.2 Вентилируемые потолки	37
8.3 Вентиляторы	40
8.4 Глушители	40
8.5 Жировые фильтры	41
9 Пожарная безопасность	43
10 Система автоматизации	44
11 Системы с переменным расходом воздуха	45
Приложение А (справочное) Величины тепло- и влагопоступлений от кухонного оборудования	46
Приложение Б (рекомендуемое) Параметры микроклимата в помещениях предприятий общественного питания	49
Библиография	55
Приложение	
Практические рекомендации. Инновационные технологии и оборудование систем вентиляции и кондиционирования воздуха предприятий общественного питания	
Предисловие	П3
Специальная вентиляция VENTART для кухонных зон и горячих цехов на предприятиях общественного питания	П4
Система очистки воздуха АЭРОЛАЙФ в вытяжной технологической вентиляции на кухне с открытым огнем	П6
Основные виды оборудования группы компаний FläktGroup для помещений различного назначения на объектах пищевой промышленности	П8
Вентиляционные решения для кухни Halton Foodservice	П10

Р НП «АВОК» 7.9–2019

Введение

Разработка рекомендаций направлена на реализацию требований Федерального закона от 27 декабря 2002 г. № 184-ФЗ «О техническом регулировании», Федерального закона от 30 декабря 2009 г. № 384-ФЗ «Технический регламент о безопасности зданий и сооружений», Федерального закона от 22 июля 2008 г. № 123-ФЗ «Технический регламент о требованиях пожарной безопасности».

Настоящие рекомендации разработаны в развитие положений СП 60.13330.2016 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» в части, касающейся проектирования систем вентиляции и кондиционирования воздуха помещений предприятий общественного питания и Р НП «АВОК» 7.3–2007 «Вентиляция горячих цехов предприятий общественного питания».

Настоящие рекомендации предназначены для инженеров-проектировщиков систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

РЕКОМЕНДАЦИИ АВОК

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ПОМЕЩЕНИЙ ПРЕДПРИЯТИЙ ОБЩЕСТВЕННОГО ПИТАНИЯ PUBLIC CATERING ENTERPRISES. VENTILATION AND AIR CONDITIONING

Дата введения – 2019-09-01

1 Область применения

1.1 Настоящие рекомендации распространяются на проектирование систем вентиляции и кондиционирования воздуха в помещениях предприятий общественного питания, расположенных в жилых, общественных и административных зданиях, и содержат сведения о методике проектирования, выборе оборудования для систем вентиляции и кондиционирования воздуха и примеры расчетов.

веществ с целью обеспечения допустимого микроклимата и качества воздуха в обслуживаемом помещении или рабочей зоне.

[ГОСТ 22270–2018, статья 2.12]

2 Нормативные ссылки

В настоящих рекомендациях использованы нормативные ссылки на следующие документы:

ГОСТ 22270–2018 Системы отопления, вентиляции и кондиционирования. Термины и определения

ГОСТ 30494–2011 Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях

ГОСТ Р ЕН 13779–2007 Вентиляция в нежилых зданиях. Технические требования к системам вентиляции и кондиционирования

СП 50.13330.2012 «СНиП 23-02–2003 Тепловая защита зданий»

СП 52.13330.2016 «СНиП 23-05–95* Естественное и искусственное освещение»

СП 60.13330.2016 «СНиП 41-01–2003 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха»

СП 131.133330.2018 «СНиП 23-01–99* Строительная климатология»

3.1.2 **вентиляционная сеть:** Система воздухопроводов и других элементов, обеспечивающая подачу в помещение наружного воздуха.

3.1.3

горячий цех предприятия общественного питания: Производственное помещение, предназначенное для изготовления кулинарной продукции, технологические процессы в котором сопровождаются значительным выделением теплоты и других производственных вредностей. [Р НП «АВОК» 7.3–2007 [1, пункт 3.1]]

3.1.4

кондиционирование воздуха (air conditioning): Автоматическое поддержание в обслуживаемых помещениях всех или отдельных параметров воздуха (температуры, относительной влажности, чистоты и подвижности) с целью обеспечения заданных параметров микроклимата, как правило, оптимальных метеорологических условий, наиболее благоприятных для самочувствия людей, ведения технологического процесса, обеспечения сохранности ценностей.

[ГОСТ 22270–2018, статья 2.59]

3.1.5

кухонные выделения: Выделения от кухонного оборудования в процессе приготовления пищи, например: водяной пар, пары жира, продукты сгорания, дым, мелкие летучие частицы.

[Р НП «АВОК» 7.3–2007 [1, пункт 3.3]]

3 Термины и определения

3.1 В настоящих рекомендациях применены следующие термины с соответствующими определениями:

3.1.1

вентиляция (ventilation): Обмен воздуха в помещениях для удаления избытка теплоты, влаги и вредных

3.1.6 **местный отсос (зонт):** Устройство для улавливания и удаления вредных и взрывоопасных газов,

Р НП «АВОК» 7.9–2019

пыли, аэрозолей и паров, установленное у мест их образования (станок, аппарат, ванна, рабочий стол, камера, шкаф и т.п.), присоединяемое к воздуховодам систем местных отсосов и являющееся, как правило, составной частью воздухоотехнического оборудования (по ГОСТ 22270–2018 статья 2.71.2).

3.1.7

рабочая зона: Пространство над уровнем пола или рабочей площадки высотой 2 м при выполнении работы стоя или 1,5 м при выполнении работы сидя, в котором находятся места постоянного (более 50 % времени или более 2 ч непрерывно) или временного (непостоянного) пребывания работающих.

[СП 60.13330.2016, пункт 3.29]

3.1.8

рециркуляция воздуха: Смешение воздуха из помещения с наружным воздухом и подача этой смеси в данное или другие помещения (после очистки или тепловлажностной обработки) или перемешивание воздуха в пределах одного помещения, сопровождаемое очисткой, нагреванием (охлаждением) его отопительными агрегатами, вентиляторными и эжекционными доводчиками, вентиляторными веерами и др.

[СП 60.13330.2016, пункт 3.31]

3.1.9

теплый период года: Период года для систем кондиционирования, характеризуемый среднесуточной температурой наружного воздуха, выше 8 °С.

[ГОСТ 30494–2011, статья 2.12]

3.1.10 **технологическое задание:** Задание на разработку проектной документации по отоплению, вентиляции и кондиционированию воздуха от специалиста-технолога по организации общественного питания.

3.1.11

холодный период года: Период года для систем кондиционирования, характеризуемый среднесуточной температурой наружного воздуха равной 8 °С и ниже.

[ГОСТ 30494–2011, статья 2.13]

3.2 В настоящих рекомендациях применены следующие обозначения и сокращения:

ИТП – индивидуальный тепловой пункт;

УУ – узел управления.

4 Общие положения

4.1 Проектирование систем вентиляции и кондиционирования воздуха выполняют на основании исходных данных и технологического задания для решения вопросов обеспечения и поддержания нормативных параметров микроклимата в обслуживаемых помещениях.

4.2 При проектировании систем вентиляции и кон-

диционирования воздуха предусматривают решение следующих задач:

- обеспечение локализации и удаления запахов и частиц жира, а также тепло- и влагопоступлений, возникающих в процессе приготовления, потребления пищи и мытья посуды;
- соблюдение санитарно-гигиенических требований;
- соблюдение благоприятных условий для эффективного протекания производственных процессов;
- комплексный учет всех факторов, влияющих на микроклимат в процессе эксплуатации предприятия.

4.3 В горячем цехе следует создавать разрежение, исключающее возможность распространения за пределы этого помещения вредных выделений.

4.4 Помещения горячего цеха и торгового (обедного) зала допускается соединять раздаточным проемом либо размещать независимо, на расстоянии друг от друга.

5 Проектирование систем вентиляции и кондиционирования воздуха

Для разработки проекта систем вентиляции и кондиционирования воздуха необходимо принять решения по вопросам, связанным с устройством систем вентиляции и кондиционирования воздуха, а именно:

- определиться с набором помещений, обслуживаемых системой вентиляции или кондиционирования воздуха;
- определиться с расположением теплового и вентиляционного оборудования;
- определить принцип устройства сети воздуховодов;
- принять схему воздухораспределения;
- рассмотреть возможности снижения количества потребляемой энергии системами вентиляции и кондиционирования воздуха.

Условия эксплуатации систем вентиляции и кондиционирования воздуха в горячем цехе требуют использования специального оборудования и технологий, характерных для предприятий общественного питания, позволяющих:

- эффективно удалять жир и водяной пар с вытяжным воздухом;
- предотвращать возникновение пожаров;
- максимально эффективно локализовать вредности.

Для этого применяют местные отсосы разных типов и конструкций, системы фильтрации и обеззараживания вытяжного воздуха, системы пожарной безопасности и средства автоматизированного контроля и управления инженерными системами.

5.1 Теплоснабжение и набор помещений, обслуживаемых системой вентиляции и кондиционирования воздуха

5.1.1 Системы вентиляции и кондиционирования воздуха предприятий общественного питания должны соответствовать требованиям СП 60.13330, СанПиН 2.3.6.1079 [2], регламентирующих принципы подключения систем вентиляции и кондиционирования воздуха к сетям теплоснабжения здания, а также правила выбора

помещений, которые допустимо или недопустимо объединять общей системой вентиляции.

5.1.2 Теплоснабжение систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха может осуществляться:

- от внешних тепловых сетей;
- от собственных автономных источников.

5.1.3 При теплоснабжении от внешних тепловых сетей, в зависимости от местных условий, на предприятии общественного питания устраивают индивидуальный тепловой пункт (ИТП) или узел управления (УУ). Возможно устройство общего для предприятия общественного питания и здания, в котором оно расположено, ИТП или УУ, с отдельными для предприятия общественного питания узлами учета тепловой энергии, холодной и горячей воды.

5.1.4 Системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха во встроенных и встроенно-пристроенных предприятиях питания к зданиям различного назначения следует проектировать самостоятельными от систем этих зданий.

5.1.5 Система вентиляции горячего цеха не должна допускать загрязнения продуктов питания, должна препятствовать распространению нежелательных запахов, связанных с разделкой и приготовлением продуктов питания, за пределы горячего цеха.

5.1.6 Системы вытяжной вентиляции следует проектировать самостоятельными для следующих групп помещений:

- для посетителей;
- производственных (допускается объединять в одну вытяжную системы местные отсосы горячих цехов и общеременную вентиляцию, горячих, холодных, дотопочных, моечных и других производственных помещений при соблюдении 5.3.10);
- местных отсосов от посудомоечных машин;
- уборных и душевых с раздевалками;
- камер пищевых отходов;
- охлаждаемых камер фруктов, овощей и зелени.

5.1.7 Приточную вентиляцию обеденного зала и горячего цеха допускается проектировать общей на предприятиях общественного питания, рассчитанных не более чем на 50 мест.

5.1.8 Рабочие места с выполнением операций по просеиванию сыпучих продуктов (муки, сахарной пудры и др.) следует оборудовать местной вытяжной вентиляцией с оборудованием во взрывозащищенном исполнении.

5.1.9 При установке моечных машин производительностью более 1000 тарелок в час в помещениях моечных следует предусматривать местную вытяжную вентиляцию.

5.1.10 Местные отсосы от посудомоечных машин и другого технологического оборудования проектируют раздельными.

5.1.11 В моечных следует создавать разрежение по отношению к смежным помещениям.

5.1.12 Приточный воздух для компенсации удаляемого воздуха вытяжными системами из моечных рекомендуется подавать как в помещение моечных, так и в соседние с ними помещения.

5.1.13 Если технологией в предприятии общественного питания предусмотрена моечная конвейерного типа, то забор воздуха следует производить в точках входа и выхода посуды из конвейера.

5.1.14 Вытяжной воздуховод от местных отсосов горячих цехов и моечных рекомендуется изготавливать из нержавеющей стали и выполнять его плотным.

5.1.15 Системы отопления тамбуров входов для посетителей на предприятиях общественного питания с количеством мест в обеденных залах 100 и более при расчетной температуре наружного воздуха ниже минус 15 °С проектируют с тепловыми завесами.

5.2 Размещение оборудования

5.2.1 При размещении газового кухонного оборудования необходимо избегать ниспадающего потока холодного приточного или переточного воздуха, способного вытягивать за собой продукты горения, подаваемого к оборудованию газа, попадающего в пространство кухни.

5.2.2 При высокой скорости воздуха в раздаточном проеме и невозможности увеличения сечения раздаточного проема может быть использован дополнительный переточный вентилятор для подачи расчетного количества воздуха из обеденного зала.

5.2.3 При размещении нескольких единиц кухонного оборудования под единым местным отсосом рекомендуется следующее размещение оборудования:

- оборудование с максимальной тепловой нагрузкой – в центре;
- оборудование с меньшей тепловой нагрузкой – по бокам.

5.2.4 В случае необходимости смещения точки подвода вытяжного воздуховода к местному отсосу от стандартного положения, предусмотренного предприятием-изготовителем, следует согласовать данный вопрос с предприятием-изготовителем.

5.3 Устройство сети воздуховодов

5.3.1 Все воздуховоды систем приточной и вытяжной вентиляции рекомендуется применять металлические, как правило, из тонколистовой оцинкованной или нержавеющей стали.

5.3.2 Максимальную скорость воздуха в воздуховодах систем приточной и вытяжной вентиляции, обслуживающих горячий цех, рекомендуется принимать в соответствии с таблицей 1.

5.3.3 Вытяжные воздуховоды следует оборудовать лючками для периодической проверки и очистки. На горизонтальных участках вытяжных воздуховодов лючки монтируют на боковых поверхностях воздуховода. Минимальное расстояние от нижнего среза отверстия для лючка до основания воздуховода должно быть не менее 40 мм.

5.3.4 При прокладке вертикальных вытяжных воздуховодов через несколько этажей на каждом этаже рекомендуется обеспечить доступ к воздуховодам для их прочистки.

5.3.5 Лючки для промывки и прочистки вытяжных воздуховодов рекомендуется предусматривать через

Р НП «АВОК» 7.9–2019

Таблица 1 – Допустимая скорость воздуха в воздуховодах систем приточной и вытяжной вентиляции, м/с

Участок воздуховода	Приточный воздуховод	Вытяжной воздуховод
Магистральные сборные воздуховоды вне обслуживаемых помещений	8	8
Ответвления воздуховодов	5	5
Присоединения вентиляционных решеток	3	4
Вентиляционные решетки	2,5	2,5

каждые 4 м по длине воздуховода, а также в местах смены траектории сети таким образом, чтобы каждое из направлений было доступно для прочистки.

Примечание – Если на этапе проектирования предполагается задокументировать решение об оснащении вытяжных воздуховодов системой автоматической промывки, то количество лючков допускается сократить. В этом случае лючки рекомендуется устраивать только в местах смены траектории, а не в боковых стенках воздуховодов для исключения попадания воды под слой изоляции в процессе промывки, вследствие негерметичности лючков.

5.3.6 Горизонтальные воздуховоды, присоединяемые к вытяжным зонтам, рекомендуется устраивать с уклоном не менее 20 мм/м в сторону зонта или специально предусмотренного жиросборника (рисунок 1). На участках воздуховодов длиной более 25 м для предотвращения скопления жира в воздуховоде и обеспечения его стекания в жироприемные устройства рекомендуется предусматривать уклон не менее 80 мм/м. Для воздуховодов, по которым удаляется воздух с высоким содержанием водяного пара, в соот-

ветствии с СП 60.13330 необходимо предусматривать уклон не менее 0,005.

5.3.7 Необходимо предусматривать возможность компенсации температурного расширения длинных участков воздуховодов.

5.3.8 Горизонтальные участки воздуховодов между вытяжными зонтами и вертикальной шахтой рекомендуется предусматривать максимально короткими для исключения возможности возникновения пожара на этих участках из-за скапливающихся там частиц масла и жира.

5.3.9 Для предотвращения скопления частиц жира и для уменьшения аэродинамического сопротивления сети рекомендуется минимизировать количество отводов на воздуховоде после выхода из вытяжного зонта горячего цеха.

5.3.10 Системы местных отсосов над тепловым оборудованием, над которым в процессе приготовления пищи происходит выделение частиц жира, следует предусматривать отдельными для каждой единицы оборудования в помещении; несколько единиц оборудования, шкафов в одном помещении следует объ-

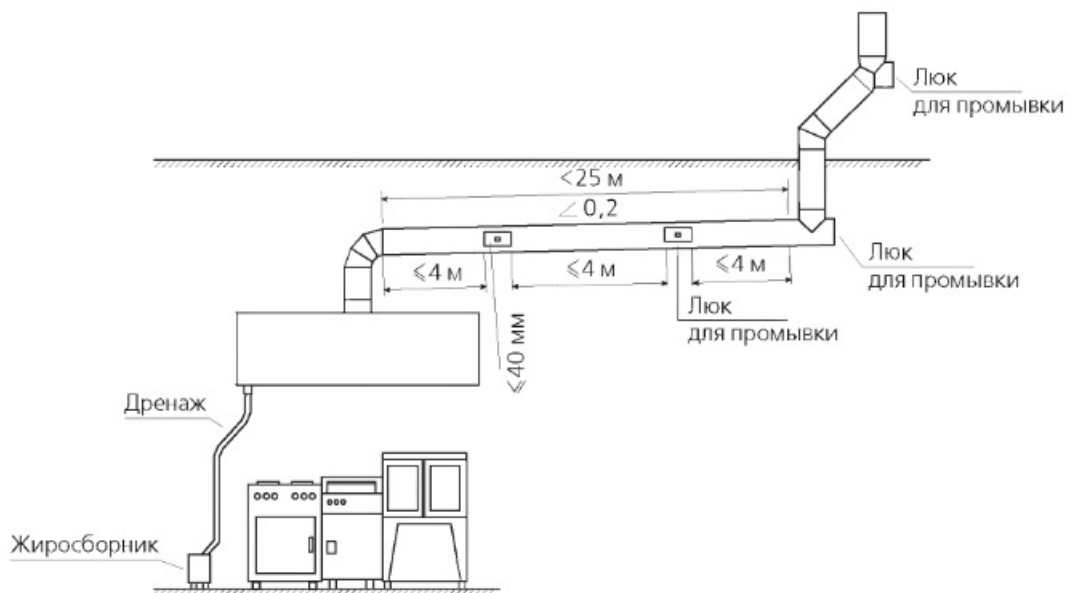


Рисунок 1 – Устройство лючков и уклоны вытяжных воздуховодов

единять в одну систему по заданию на проектирование и данным технологической части проекта.

5.3.11 Сеть воздуховодов должна быть испытана на герметичность перед тем, как к ней будут подключены местные отсосы и вентилятор. Изоляцию воздуховодов выполняют после проверки сети на герметичность. Патрубки для подключения подачи воды и слива дренажа располагают с учетом рекомендаций клининговой компании, которая будет заниматься промывкой сети.

5.3.12 При организации воздухозабора приточных систем вентиляции следует исключить возможность попадания в него вытяжного воздуха, удаляемого местными отсосами и вентилируемыми потолками. Если воздухозаборы находятся на кровле, то расстояние между ними и точками выброса вытяжного воздуха должно быть не менее 8 м по горизонтали. Точку выброса вытяжного воздуха рекомендуется устраивать на высоте не менее 1 м от поверхности кровли. Выброс системы вентиляции из встроенных в жилые здания предприятий общественного питания должен осуществляться выше конька здания.

Допускается выброс воздуха, удаляемого местными отсосами, на фасад зданий, в которых встроены помещения общественного питания, при оборудовании вытяжных систем местными отсосов системами очистки воздуха от вредных веществ и запахов до уровня ЕТА 1 по ГОСТ Р ЕН 13779.

5.3.13 Огнестойкость воздуховодов в пределах обслуживаемых помещений предприятий общественного питания не нормируется. При пересечении противопожарных стен и перекрытий, прокладке транзитом через смежный пожарный отсек предел огнестойкости воздуховодов следует принимать не ниже EI 150.

Если проектом предусмотрено подключение участков системы вентиляции с установленными на них жировыми фильтрами к сборному коллекторному воздуховоду, то подключение следует производить через противопожарный клапан.

5.3.14 Для обеспечения безопасного удаления и выброса продуктов горения от теплового оборудования, работающего на твердом топливе, необходимо устройство дымохода. Дымоход должен быть выполнен из негорючих материалов с эквивалентной шероховатостью внутренней поверхности не более 1,0 мм. Как правило, применяют дымоходы из двухслойных стальных воздуховодов с теплоизоляцией из негорючих

материалов. При этом температура уходящих газов не должна превышать 400 °С.

Допустимое расстояние от верха дымохода до потолка с отделкой из горючих материалов должно быть:

- не менее 0,5 м при отсутствии защиты потолка от возгорания;
- не менее 0,4 м при наличии защиты потолка от возгорания.

Расстояние от низа дымохода до пола из горючих материалов должно быть не менее 0,14 м. Не допускается транзитная прокладка дымохода через жилые помещения, а также через преграды из горючих и трудногорючих материалов. Сечение дымовых каналов следует принимать из расчета не менее 8 см²/кВт расчетной тепловой мощности оборудования.

Допускается предусматривать отводы дымоходов под углом до 30° к вертикали со смещением дымохода от исходного положения не более чем на 1 м по горизонтали после отвода. Наклонные участки должны быть гладкими, постоянного сечения, площадью не менее площади поперечного сечения вертикальных участков. Системы принудительной вытяжной вентиляции дымовых газов от теплового оборудования, работающего на твердом топливе, следует предусматривать с вентиляторами (радиальными, крышными или осевыми) с пределом огнестойкости не менее 2,0 ч/400 °С, с выбросом дымовых газов на расстоянии не менее 8 м от воздухозаборных устройств общеобменной вентиляции, не менее 5 м от воздухозаборных устройств систем приточной противодымной вентиляции и не менее 15 м от окон здания. Выброс дымовых газов следует осуществлять:

- на высоте не менее 2 м от кровли при защите кровли горючими материалами;
- на высоте менее 2 м от кровли при защите кровли негорючими материалами в радиусе не менее 2 м от края выбросной шахты.

5.4 Организация воздухораспределения в помещениях

5.4.1 Воздухообмен в помещениях для посетителей, в горячих цехах и помещениях, оборудованных местными отсосами, рекомендуется определять расчетом с использованием данных приложения А.

5.4.2 В горячих цехах рекомендуется организация воздухообмена по принципам перемешивающей либо вытесняющей вентиляции (рисунок 2).

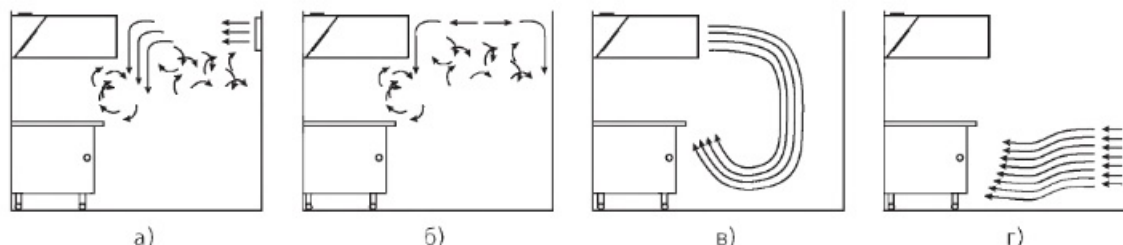


Рисунок 2 – Способы воздухораспределения в горячих цехах: а), б) перемешивающая вентиляция; в), г) вытесняющая вентиляция

Р НП «АВОК» 7.9–2019

Примечание – Вытесняющая вентиляция обладает преимуществом за счет меньшего воздействия на конвективные потоки при движении воздуха в помещении горячего цеха и позволяет удалять меньший объем воздуха по сравнению с перемешивающей.

5.4.3 Воздухораспределительные устройства вытесняющей вентиляции, установленные в рабочей зоне горячего цеха, рекомендуется изготавливать из нержавеющей стали.

5.4.4 Приточные устройства перемешивающей вентиляции следует располагать таким образом, чтобы приточные струи не препятствовали улавливанию местными отсосами конвективных потоков, восходящих над кухонным оборудованием.

5.4.5 Четырехсторонние приточные диффузоры рекомендуется располагать на расстоянии не менее 4,5 м по горизонтали от ближайшей к ним кромки вытяжного зонта.

5.4.6 Допускается подача воздуха с потолка близки зонтов через низкоскоростные воздухораспределительные панели (рисунок 3а). В этом случае воздухораспределительные панели рекомендуется подбирать с учетом обеспечения:

- скорости потока на выходе из них не более 0,5 м/с;
- скорости в воздушной струе у нижней кромки зонта около 0,25 м/с.

5.4.7 На рабочих местах у печей, плит, жарочных шкафов и другого теплового оборудования мощностью более 10 кВт, создающих в зоне своего действия температуру внутреннего воздуха выше расчетной (см. 6.1.18), рекомендуется устраивать воздушное душирование. Оно может быть реализовано путем подачи воздуха на рабочее место от вытяжного зонта либо с помощью низкоскоростных воздухораспределительных панелей. Следует принимать во внимание, что увеличение подвижности воздуха вблизи кухонного зонта будет негативно влиять на его работу.

5.4.8 Если приточный воздух подается с фронтальной панели вытяжного зонта (рисунок 3б), то необ-

ходимо, чтобы скорость движения воздуха на входе в рабочую зону составляла не более 0,25 м/с.

5.4.9 Расход приточного воздуха при подаче по принципу завесы (рисунок 3в) не должен превышать 20 % от расхода вытяжного воздуха в местном отсеке, в противном случае подаваемый воздух будет вытягивать за собой кухонные выделения в пространство помещения. Слишком малый расход будет затягиваться обратно в зонт.

5.4.10 При подаче приточного воздуха со стены за вытяжным зонтом в нижнюю зону (рисунок 3г) приточные устройства размещают не менее чем на 300 мм ниже кухонных поверхностей. При такой конструкции рекомендуется подавать в нижнюю зону под зонтом не более 60 % от расхода воздуха в данном зонте.

Примечание – Необходимо принять во внимание наличие негативного эффекта от нагревания приточного воздуха восходящими вдоль него конвективными потоками воздуха.

5.4.11 Возможно применение комбинаций из нескольких способов раздачи воздуха от местного отсека, однако при этом необходимо учитывать особенности и недостатки каждого из используемых способов.

5.4.12 Верхний порог подвижности воздуха в рабочей зоне установлен санитарными нормами (см. приложение Б). Соответствие величины подвижности воздуха санитарным нормам и условиям комфортности в помещениях горячего цеха и обеденного зала должно быть подтверждено расчетом воздухораспределения.

Примечание – При использовании принципа перемешивающей вентиляции верхнее пороговое значение подвижности воздуха, как правило, находится в интервале 0,15–0,25 м/с. При вытесняющей вентиляции величина комфортной подвижности воздуха может подниматься до 0,35 м/с. Для того чтобы расчет воздухораспределения показал результаты приемлемой подвижности, необходимо, чтобы фактическая кратность воздухообмена в помещении не превышала 40 ч⁻¹.

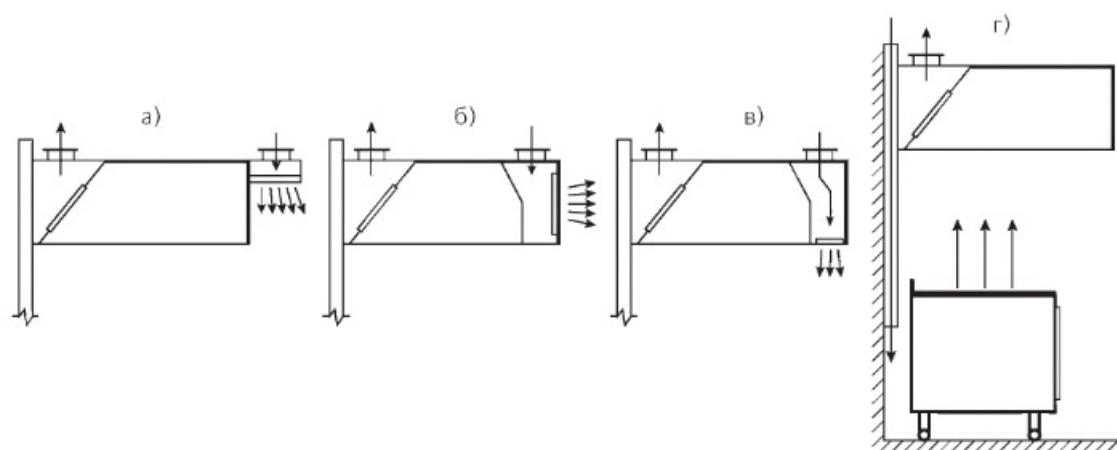


Рисунок 3 – Способы подачи воздуха в горячий цех от местного отсека: а) с потолка близки зонта; б) с фронтальной панели; в) завеса; г) в нижнюю зону со стены

5.4.13 Воздухообмен в производственных цехах и вспомогательных помещениях рекомендуется принимать по схеме «сверху-вверх».

5.5 Способы снижения энергопотребления систем вентиляции и кондиционирования воздуха

5.5.1 Снижение энергопотребления системами вентиляции и кондиционирования воздуха при обеспечении необходимых параметров воздуха в горячем цехе может быть достигнуто следующими способами:

- подача части вытяжного воздуха из обеденного зала в горячий цех (см. раздел 6);
- устройство систем с переменным расходом воздуха (см. раздел 11);
- сокращение расхода вытяжного воздуха в горячем цехе (см. 5.5.2–5.5.6);
- утилизация тепла вытяжного воздуха (см. 5.5.8–5.5.10).

5.5.2 Для сокращения расхода вытяжного воздуха из горячего цеха при сохранении способности зонтов локализовать и удалять вредные выделения применяют боковые панели.

5.5.3 Боковые панели треугольные (рисунок 4а) либо периферийные (рисунок 4б) позволяют снизить расход вытяжного воздуха над кухонным оборудованием за счет снижения количества вовлекаемого в конвективный поток холодного воздуха из пространства кухни и препятствуют влиянию движущихся потоков воздуха в помещении на конвективный поток от кухонного оборудования. Установка боковых панелей необходима, если вблизи местного отсоса расположены двери.

5.5.4 Допускается снижать расход вытяжного воздуха при установке треугольных боковых панелей по согласованию с предприятием-изготовителем:

- размером $0,3 \times 0,3 \times 45^\circ$ на 5 % от расчетного расхода воздуха;
- размером $0,6 \times 0,6 \times 45^\circ$ на 10 % от расчетного расхода воздуха.

5.5.5 Доля снижения расхода воздуха в активированных местных отсосах по отношению к стандартным местным отсосам устанавливается предприятием-изготовителем местных отсосов. Как правило, она составляет около 30 %.

5.5.6 В горячих цехах предприятий общественного питания допускается устройство системы рекуперации теплоты вытяжного воздуха от кухонного оборудования при условии использования теплоутилизаторов (конструкция которых предотвращает переток удаляемого воздуха в приточный), выполненных из коррозионно-стойких материалов, устойчивых к химически агрессивным моющим средствам, а также при условии недопущения обрастания теплообменников жиром от кухонного оборудования.

Примечание – Обрастание теплообменников жиром приводит к значительному снижению эффективности работы рекуператора, изменению его аэродинамических характеристик, возможному возникновению пожара или полному выводу системы из строя.

5.5.7 Для предотвращения обрастания рекуператоров жиром от кухонного оборудования необходимо устройство дополнительных систем фильтрации вытяжного воздуха (варианты приведены в 8.5) и устройство автоматических систем для регулярной промывки рекуператоров.

Для применения систем теплоутилизации воздуха, удаляемого из горячего цеха, необходимо выполнить соответствующее технико-экономическое обоснование.

6 Методика расчета систем вентиляции и кондиционирования воздуха

6.1 Исходные данные

6.1.1 Расчет систем вентиляции и кондиционирования воздуха предприятий общественного питания выполняют с целью определения воздушно-теплового баланса с учетом теплопотерь и возможности обеспече-

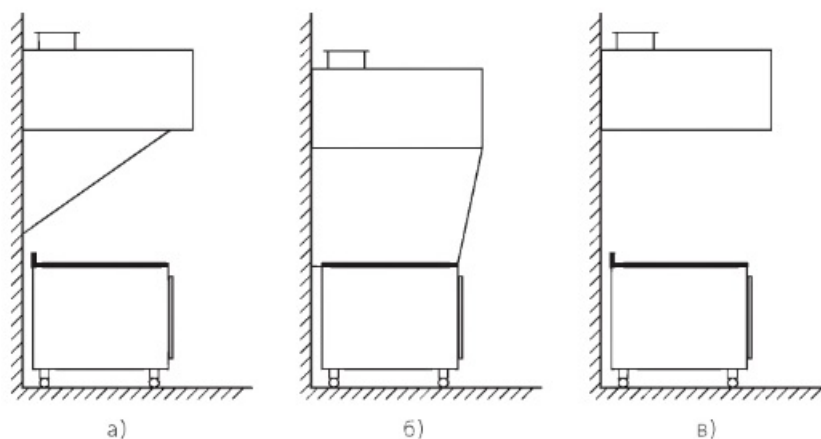


Рисунок 4 – Пример установки кухонного оборудования с боковыми панелями и без них:
а) с треугольными боковыми панелями; б) с периферийными боковыми панелями; в) без боковых панелей

Р НП «АВОК» 7.9–2019

ния регулирования работы вентиляционных установок для теплого, переходного и холодного периодов года.

6.1.2 Перед началом расчета должны быть определены схема организации и принцип работы систем вентиляции и кондиционирования воздуха предприятия общественного питания:

- вентиляция в обеденном зале и горячем цехе;
- вентиляция в обеденном зале и кондиционирование воздуха в горячем цехе;
- кондиционирование воздуха в обоих помещениях.

6.1.3 Снятие теплопритоков в обеденном зале может осуществляться одним из двух способов либо совместным их применением:

– приточной установкой с охлаждением воздуха (рисунок 5);

– посредством внутренних блоков обособленной системы кондиционирования воздуха, например, VRF- или системой «чиллер – фанкойл» (рисунок 6).

6.1.4 В горячем цехе допускается применение внутренних блоков систем кондиционирования воздуха специального исполнения в разборном корпусе из стойкого к коррозии материала, оснащенных жировыми фильтрами.

Примечание – При этом стоит учитывать, что использование внутренних блоков систем кондиционирования воздуха может привести к снижению эффективности улавливания вредных выделений вытяжными зонтами.

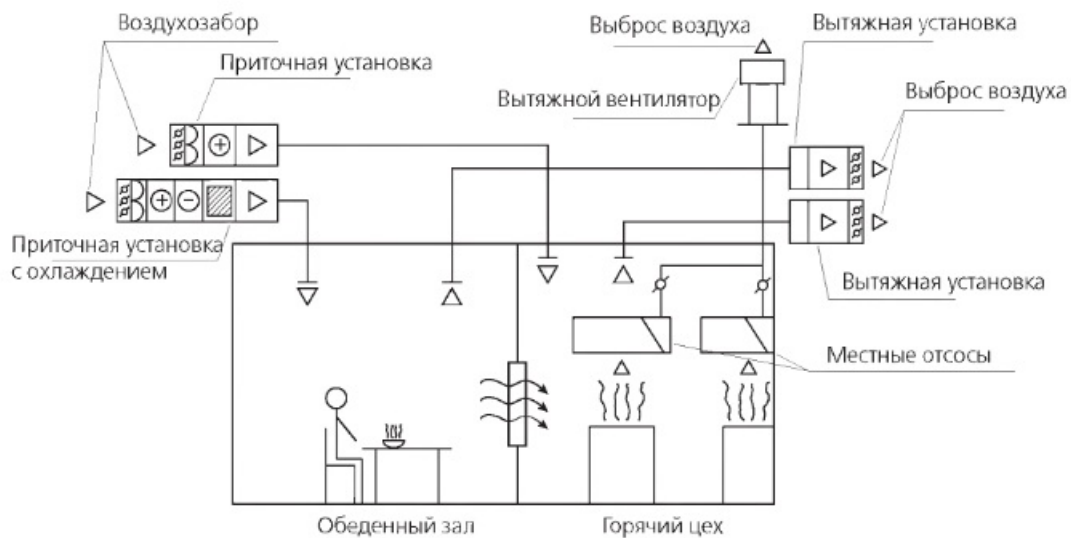


Рисунок 5 – Принципиальная схема систем вентиляции в горячем цехе и кондиционирования воздуха в обеденном зале с использованием приточной установки с охлаждением

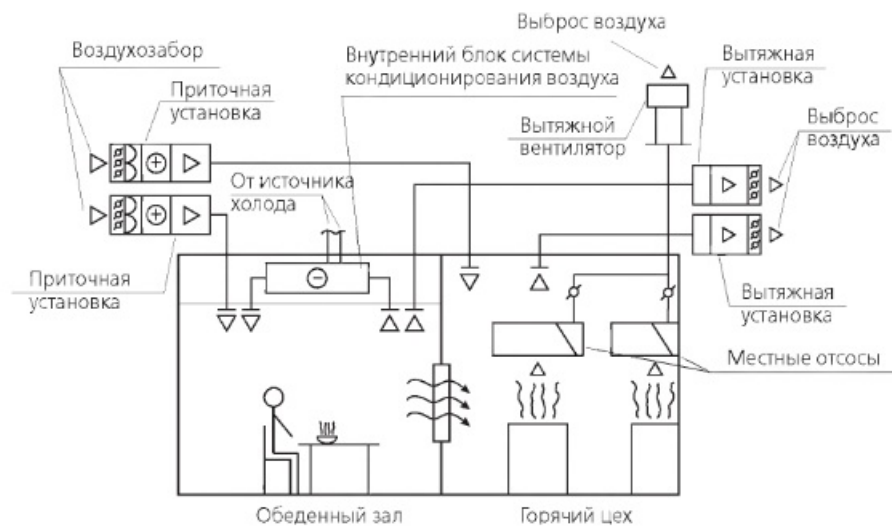


Рисунок 6 – Принципиальная схема систем вентиляции в горячем цехе и кондиционирования воздуха в обеденном зале (снятие теплопритоков в обеденном зале посредством внутренних блоков системы кондиционирования воздуха)

Таблица 2 – Расчетные параметры внутреннего воздуха горячего цеха и обеденного зала (выборка из СанПиН 2.3.6.1079 [2])

Период, параметры		Помещение					
		Обеденный зал			Горячий цех		
		$t_{p}^T, ^\circ\text{C}$	$\varphi_{p}^T, \%$	$v_{p}^T, \text{м/с}$	$t_{p}^Г, ^\circ\text{C}$	$\varphi_{p}^Г, \%$	$v_{p}^Г, \text{м/с}$
Теплый	Допустимые	18–27	15–75	0,1–0,3	16–27	15–75	0,2–0,5
	Оптимальные	20–22	40–60	0,2	19–21	40–60	0,2
Холодный	Допустимые	17–23	15–75	0,1–0,3	15–22	15–75	0,2–0,4
	Оптимальные	19–21	40–60	0,2	17–19	40–60	0,2

6.1.5 Расчет систем вентиляции следует выполнять:

- для теплого периода года по параметрам А в соответствии с СП 131.13330.2018 (пункт 10.1);
- для холодного периода года по параметрам Б в соответствии с СП 131.13330.2018 (пункт 10.1).

6.1.6 Расчет систем кондиционирования воздуха производят для теплого и холодного периодов по параметрам Б в соответствии с СП 131.13330.2018 (пункт 10.1).

6.1.7 Расчетные значения температуры, относительной влажности и скорости (подвижности) внутреннего воздуха в рабочей зоне горячего цеха и обеденного зала принимают по СанПиН 2.3.6.1079 [2]:

- при расчете систем вентиляции – по допустимым параметрам внутреннего воздуха;
- при расчете систем кондиционирования воздуха – по оптимальным параметрам внутреннего воздуха.

Примечание – При невозможности обеспечения допустимых параметров внутреннего воздуха в рабочей зоне горячего цеха средствами систем вентиляции необходимо предусматривать системы кондиционирования воздуха.

Расчетные параметры внутреннего воздуха горячего цеха и обеденного зала приведены в таблице 2.

6.1.8 Температуру внутреннего воздуха и кратность воздухообмена остальных помещений предприятий общественного питания принимают по приложению Б.

В помещениях санитарного назначения воздухообмены принимают из условия минимального количества воздуха, приходящегося на один санитарный прибор.

6.1.9 В холодный период года температура приточного воздуха, подаваемого системой вентиляции в горячий цех, должна быть не менее 16 °С.

6.1.10 В холодный период года конкретные значения температуры воздуха, подаваемого в обеденный зал, следует принимать исходя из условия обеспечения нормируемых значений температуры и подвижности воздуха в рабочей зоне при принятой схеме воздухообмена и принятых воздухораспределительных устройствах.

- 6.1.11 Расчетную высоту рабочей зоны принимают:
- 1,5 м в обеденном зале;
 - 2 м в горячем цехе.

6.1.12 Воздушный баланс горячего цеха определяют с учетом компенсации воздуха, удаляемого местными

отсосами, вентилируемыми потолками и общеобменной вытяжной вентиляцией. Если горячий цех и обеденный зал соединены между собой раздаточным проемом, то воздушный баланс в горячем цехе рассчитывают исходя из условия обеспечения перетока через раздаточный проем.

6.1.13 При устройстве систем кондиционирования воздуха в обеденном зале и систем вентиляции в горячем цехе долю переточного воздуха рекомендуется принимать равной 40 % от суммарного количества воздуха, удаляемого из горячего цеха.

6.1.14 При устройстве систем вентиляции в горячем цехе и обеденном зале, когда энтальпия воздуха в рабочей зоне обеденного зала в теплый период года выше энтальпии наружного воздуха, доля переточного воздуха может быть уменьшена до 20–25 %. В холодный период года она должна составлять 40 %. При заданном расходе переточного воздуха из обеденного зала в горячий цех следует проверять скорость воздуха в раздаточном проеме, которая должна быть не более 0,2 м/с.

6.1.15 Если горячий цех и обеденный зал не соединены проемом, то переток воздуха предусматривают из смежных с горячим цехом помещений в таких же пропорциях, как и в случае с раздаточным проемом (см. 6.1.14). Если горячий цех и остальные производственные помещения объединены общим коридором, следует предусмотреть возможность подачи суммарного для всех этих помещений количества приточного воздуха в коридор при скорости истечения воздуха через дверной проем горячего цеха, не превышающей 0,2 м/с.

6.1.16 Для экономии энергии, потребляемой системами вентиляции и кондиционирования воздуха, рекомендуется осуществлять рециркуляцию воздуха с подачей в горячий цех приточной системой вентиляции воздуха из обеденного зала (рисунок 7):

- в холодный и переходный периоды года;
- в теплый период года при устройстве систем кондиционирования воздуха в обеденном зале, когда параметры удаляемого из зала воздуха ниже параметров наружного воздуха. Количество наружного воздуха на одного работающего в горячем цехе должно составлять в этом случае не менее 100 м³/ч.

Р НП «АВОК» 7.9–2019

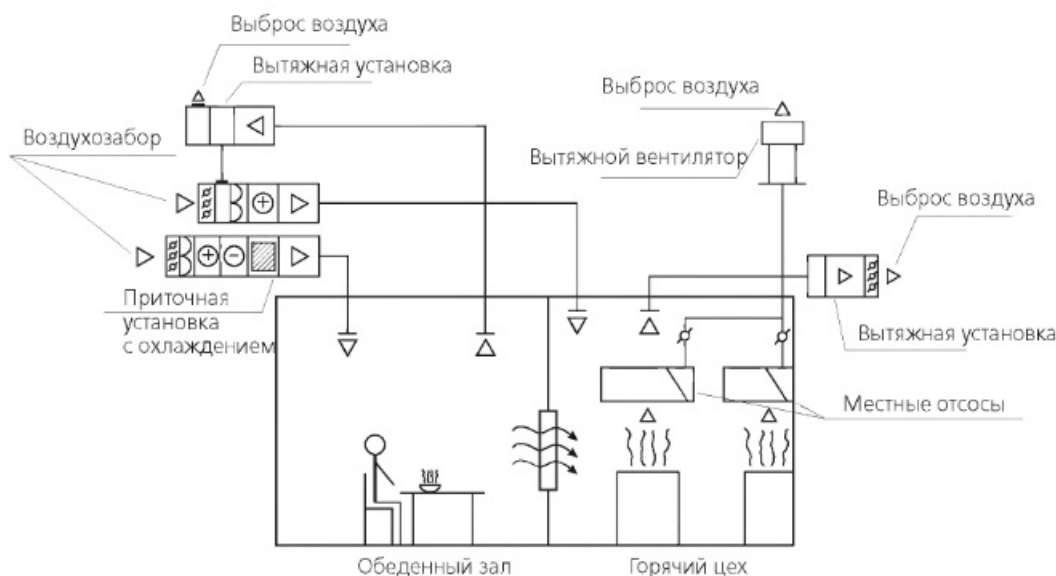


Рисунок 7 – Принципиальная схема систем вентиляции в горячем цехе и кондиционирования воздуха в обеденном зале с рециркуляцией

6.1.17 Рециркуляцию воздуха не рекомендуется осуществлять в случаях, когда параметры воздуха в рабочей зоне обеденного зала выше параметров наружного воздуха (в теплый период). Не допускается рециркуляция воздуха, загрязненного кухонными выделениями.

6.1.18 Для расчета воздухообмена в горячих цехах и в помещениях для выпечки кондитерских изделий рекомендуется принимать:

- температуру воздуха, удаляемого местными отсосами над кухонным оборудованием, выделяющим теплоту до 42 °С;
- температуру воздуха под потолком 30 °С.

Для теплого, холодного и переходного периодов года общие количества приточного и вытяжного воздуха из горячего цеха остаются постоянными.

6.2 Расчет тепло- и влагопоступлений

6.2.1 Общие тепловыделения определяют:

- для горячего цеха Q_r , кВт, по формуле

$$Q_r = Q_1 + Q_2 + Q_3 \pm Q_6, \quad (1)$$

- для обеденного зала Q_t , кВт, по формуле

$$Q_t = Q_2 + Q_3 + Q_5 \pm Q_6 + Q_7, \quad (2)$$

где Q_1 – тепловыделения от кухонного оборудования, кВт (см. 6.2.2);

Q_2 – полные тепловыделения от людей, кВт (см. 6.2.4);

Q_3 – тепловыделения от электрического освещения, кВт (см. 6.2.5);

Q_4 – теплопоступления от солнечной радиации через световые проемы, кВт (см. 6.2.6);

Q_5 – полные тепловыделения от остывающей пищи, кВт (см. 6.2.7);

Q_6 – теплопоступления или теплопотери через наружные стены и покрытие, кВт (см. 6.2.8);

Q_7 – тепловыделения от оборудования в обеденном зале, кВт (см. 6.2.9).

В уравнениях (1) и (2) величину Q_3 заменяют на Q_4 , если последняя больше первой.

6.2.2 Тепловыделения от кухонного оборудования Q_1 , кВт, поступающие в горячий цех, определяют по формуле

$$Q_1 = K_0 [\sum Q_y K_3 (1 - K_{эф}^{общ}) + \sum Q_{yP} K_3], \quad (3)$$

где Q_y – установленная мощность кухонного оборудования, обслуживаемого местными отсосами, кВт;

Q_{yP} – установленная мощность оборудования, не обслуживаемого местными отсосами, кВт;

K_3 – коэффициент загрузки кухонного оборудования;

K_0 – коэффициент одновременности работы кухонного оборудования (принимают для столовых равным 0,8, для ресторанов и кафе – 0,7);

$K_{эф}^{общ}$ – общий коэффициент эффективности местного отсоса, принимают равным 0,7 при установке вытяжных зонтов.

6.2.3 Величины коэффициентов загрузки K_3 , значения установочных мощностей, а также габариты оборудования принимают по технологическому заданию. Значения коэффициента загрузки K_3 приведены в таблице 3.

6.2.4 Количество теплоты Q_2 , кВт, выделяемой людьми, определяют по формуле

Таблица 3 – Величина коэффициента загрузки кухонного оборудования

Наименование помещения	Коэффициент загрузки кухонного оборудования, K_3
Плита электрическая	0,65
Шкаф жарочный электрический	0,5
Устройство электрическое варочное	0,5
Котел передвижной	0,3
Фритюрница	0,65
Котел пищеварочный на 100 л	0,3
Аппарат пароварочный	0,3
Сковорода электрическая	0,5
Мармит	0,5

$$Q_2 = n_1 q_1 + n_2 q_2, \quad (4)$$

где n_1 – число посетителей в обеденном зале (принимают по количеству посадочных мест).

Примечание – При отсутствии данных о количестве посадочных мест n_1 число посетителей определяют из расчета на одно посадочное место:

- 1,8 м² – в ресторанах и столовых;
- 2 м² – в ресторанах и столовых с эстрадой или танц-площадкой;
- 1,6 м² – в кафе, закусовых и пивных барах;
- 1,4 м² – для предприятий быстрого обслуживания и без-алкогольных баров;

n_2 – численность обслуживающего персонала;

q_1 – полные тепловыделения от одного посетителя при легкой работе (принимают по таблице 4), кВт;

q_2 – полные тепловыделения от одного работающего при работе средней тяжести (принимают по таблице 4), кВт.

6.2.5 Тепловыделения от электрического освещения Q_3 , кВт, определяют по формуле

$$Q_3 = \Sigma N_{\text{осв}}, \quad (5)$$

$\Sigma N_{\text{осв}}$ – суммарная мощность источников электрического освещения, кВт.

При отсутствии данных о мощности источников электрического освещения Q_3 , кВт, допускается рассчитывать по формуле

$$Q_3 = \frac{EF_{\text{ип}} q_{\text{осв}} h_{\text{осв}}}{1000}, \quad (6)$$

где E – уровень общего освещения помещений, который согласно СП 52.13330.2016 (приложение Л) равен 300 лк для горячего цеха и 200 лк для обеденного зала;

$F_{\text{пл}}$ – площадь пола помещения, м²;

$q_{\text{осв}}$ – удельные тепловыделения от светильников, Вт/(лк · м²). (Для люминесцентных ламп и ламп накаливания допустимо принимать по таблице 5);

$h_{\text{осв}}$ – коэффициент, равный 1, если светильники находятся непосредственно в помещении, и 0,45, если светильники располагаются в вентилируемом подвесном потолке.

6.2.6 Теплопоступления от солнечной радиации Q_4 вычисляют в соответствии с данными СП 50.13330 и СП 131.13330.

6.2.7 Полное количество теплоты, выделяемое остывающей пищей в обеденном зале, Q_5 , кВт, определяют по формуле

$$Q_5 = \frac{K_1 g c_{\text{ср}} (t_{\text{н}} - t_{\text{к}}) n_1}{3600\tau}, \quad (3)$$

где $K_1 = 2$ – коэффициент перевода явной теплоты от горячей пищи в полную теплоту;

g – средняя масса всех блюд, приходящихся на одного обедающего (принимают равной 0,85 кг);

$c_{\text{ср}}$ – средняя теплоемкость блюд, входящих в состав обеда (принимают равной 3,35 кДж/(кг · °С));

$t_{\text{н}}$ – температура блюд, поступающих в обеденный зал (принимают равной 70 °С);

$t_{\text{к}}$ – температура блюд в момент потребления (принимают равной 40 °С);

n_1 – число посетителей в обеденном зале (принимают по количеству посадочных мест);

τ – продолжительность принятия пищи одним посетителем (принимают для ресторанов – 1 ч; для столовых без самообслуживания – 0,5–0,75 ч; для столовых с самообслуживанием – 0,3 ч).

Р НП «АВОК» 7.9–2019

Таблица 4 – Количество теплоты и влаги, выделяемое взрослыми мужчинами

Показатели	Количество теплоты, Вт, и влаги, г/ч, при температуре воздуха в помещении, °С*					
	10	15	20	25	30	35
В состоянии покоя						
Теплота: явная полная	140	120	90	60	40	10
	165	145	120	95	95	95
Влага	30	30	40	50	75	115
При легкой работе						
Теплота: явная полная	150	120	100	65	40	5
	180	160	150	145	145	145
Влага	40	55	75	115	150	200
При работе средней тяжести						
Теплота: явная полная	165	135	105	70	40	5
	215	210	205	200	200	200
Влага	70	110	140	185	230	280
При тяжелой работе						
Теплота: явная полная	200	165	130	95	50	10
	290	290	290	290	290	290

* Для женщин эти значения необходимо умножать на 0,85, для детей – на 0,75.

Таблица 5 – Удельные тепловыделения от светильников с люминесцентными лампами (верхние значения) и лампами накаливания (нижние значения)

Тип светильника	Средние удельные тепловыделения $q_{\text{осв}}$, Вт/(лк·м ²), для помещений площадью, м ²					
	менее 50		50–200		более 200	
	при высоте помещения, м					
	менее 4,2	более 4,2	менее 4,2	более 4,2	менее 4,2	более 4,2
Прямого света	0,077	0,202	0,058	0,074	0,056	0,067
	0,212	0,28	0,16	0,204	0,154	0,187
Диффузного света	0,116	0,166	0,079	0,102	0,077	0,094
	0,319	0,456	0,217	0,28	0,212	0,268
Отраженного света	0,161	0,264	0,154	0,264	0,108	0,145
	0,443	0,726	0,424	0,726	0,297	0,399

6.2.8 Расчет теплоступлений или теплотерьер наружными ограждениями Q_6 , кВт, выполняют в соответствии с СП 50.13330 и СанПиН 2.2.4.548 [3].

6.2.9 Тепловыделения от оборудования Q_7 , кВт, установленного в обеденном зале, определяют по формуле

$$Q_7 = \sum Q_{\text{ит}} K_3, \quad (9)$$

$Q_{\text{ит}}^{\text{р}}$ – установочная мощность оборудования в обеденном зале, кВт;

K_3 – коэффициент загрузки оборудования.

6.2.10 При использовании внутренних блоков систем кондиционирования воздуха необходимо учитывать теплоту Q_8 , кВт, вносимую наружным воздухом в помещения предприятия общественного питания, определяемую по формуле

$$Q_v = \frac{L_n^x (i_n^x - i_p^x)}{3600}, \quad (9)$$

где L_n^x – расход приточного воздуха, подаваемого в помещение, м³/ч. Для обеденного зала определяют в этом случае по формуле (34), для горячего цеха – из расчета компенсации удаляемого воздуха местными отсосами, вентилируемыми потолками и общеобменной вытяжной вентиляцией за вычетом переточного воздуха (см. раздел 6.3);

ρ_n^x – плотность воздуха, подаваемого в обслуживаемое помещение, кг/м³ (определяют для температуры воздуха, принятой в соответствии с 6.1.7, по формуле (35));

i_n^x – энтальпия воздуха, подаваемого в обслуживаемое помещение, кДж/кг;

i_p^x – энтальпия воздуха в рабочей зоне обслуживаемого помещения, кДж/кг.

Если приточная установка оборудована холодильной секцией, то необходимо задать температуру приточного воздуха и по формуле (9) определить количество теплоты, которое будет ассимилировано приточным воздухом при расчетном расходе (формула (34)). Оставшаяся часть теплоизбытков удаляется внутренними блоками системы кондиционирования воздуха.

6.2.11 Общие влаговыделения определяют:
– для горячего цеха, кг/ч, по формуле

$$W_r = W_1 + W_2, \quad (10)$$

– для обеденного зала W_r , кг/ч, по формуле

$$W_r = W_1 + W_3, \quad (11)$$

где W_1 – влаговыделения от людей, кг/ч;

W_2 – влаговыделения от кухонного оборудования, кг/ч;

W_3 – влаговыделения от остывающей пищи, кг/ч.

6.2.12 Влаговыделения от людей W_1 , кг/ч, определяют по формуле

$$W_r = n_1 g_1 + n_2 g_2, \quad (12)$$

где n_1 – число посетителей (то же, что в формуле (4));

n_2 – численность обслуживающего персонала (то же, что в формуле (4));

g_1 – влаговыделения от одного посетителя (см. таблицу 4) при легкой работе, кг/ч;

g_2 – влаговыделения от одного работающего при работе средней тяжести (см. таблицу 4), кг/ч.

6.2.13 Влаговыделения от кухонного оборудования W_2 , кг/ч, определяют по формуле

$$W_2 = \frac{K_0 \left[\sum Q_y W_{06} K_3 (1 - K_{\text{эф}}^{\text{общ}}) + \sum Q_y^p W_{06}^p K_3 \right]}{1000}, \quad (13)$$

где W_{06} – влаговыделения на единицу мощности кухонного оборудования, обслуживаемого местными отсосами, г/(ч·кВт) (принимают по приложению В);

W_{06}^p – влаговыделения на единицу мощности кухонного оборудования, не обслуживаемого местными отсосами, г/(ч·кВт) (принимают по приложению В);

Q_y – установочная мощность кухонного оборудования, обслуживаемого местными отсосами (модулированного и немодулированного), кВт;

Q_y^p – установочная мощность оборудования, не обслуживаемого местными отсосами, кВт;

K_3 – коэффициент загрузки кухонного оборудования;

K_0 – коэффициент одновременности работы кухонного оборудования (равен 0,8 для столовых, 0,7 для ресторанов и кафе);

$K_{\text{эф}}^{\text{общ}}$ – коэффициент эффективности местного отсоса (то же, что в формуле (3)).

6.2.14 Количество выделяющейся влаги в обеденном зале от остывающей пищи W_3 , кг/ч, определяют по формуле

$$W_3 = \frac{3600 K_2 Q_5}{2500 + 1,8 t_p^t}, \quad (14)$$

где K_2 – суммарный коэффициент, учитывающий наличие жировой пленки, затрудняющей испарение влаги, а также неравномерность потребления пищи (принимают равным 0,34);

2500 – скрытая теплота испарения при 0 °С, кДж/кг;

1,8 – теплоемкость водяного пара, кДж/(кг·°С);

t_p^t – температура внутреннего воздуха обеденного зала, °С;

Q_5 – полные тепловыделения от остывающей пищи, кВт (определяют по формуле (7)).

6.3 Расчет воздушного баланса горячего цеха

6.3.1 Расчет расхода вытяжного воздуха в местных отсосах и вентилируемых потолках

6.3.1.1 Расход воздуха над тепловым оборудованием допускается принимать по данным предприятия-изготовителя оборудования, технологическому заданию или рассчитывать самостоятельно в соответствии с настоящей методикой.

6.3.1.2 Расход воздуха определяют из расчета улавливания конвективного потока, восходящего над горячей поверхностью оборудования.

Объемный расход воздуха в конвективном потоке над индивидуальным кухонным оборудованием L_{ki} , м³/ч, приведенный на рисунке 9, определяют по формуле

$$L_{ki} = k Q_k^{1/3} (z + 1,7D)^{5/3} r, \quad (15)$$

где k – экспериментальный коэффициент, равный 180 м^{4/3}·кВт^{-1/3}·ч⁻¹;

Р НП «АВОК» 7.9–2019

- Q_k – доля конвективных тепловыделений кухонного оборудования, кВт, определяют по формуле (17);
- z – расстояние от поверхности кухонного оборудования до нижней кромки местного отсоса, м (рисунок 8);
- D – эквивалентный диаметр поверхности кухонного оборудования, м;
- l – поправка на положение источника теплоты по отношению к стене (таблица 6).

6.3.1.3 Долю конвективных тепловыделений кухонного оборудования Q_k , кВт, определяют по формуле

$$Q_k = Q_y K_a K_k K_o, \quad (16)$$

- где Q_y – установочная мощность кухонного оборудования, кВт;
- K_a – доля явных тепловыделений от установочной мощности кухонного оборудования, Вт/кВт, принимают по приложению В;
- K_k – доля конвективных тепловыделений от явных тепловыделений кухонного оборудования. Считается, что конвективная часть тепловыделений кухонного оборудования улавливается местными отсосами, а лучистая поступает в помещение. При отсутствии более точных данных явные

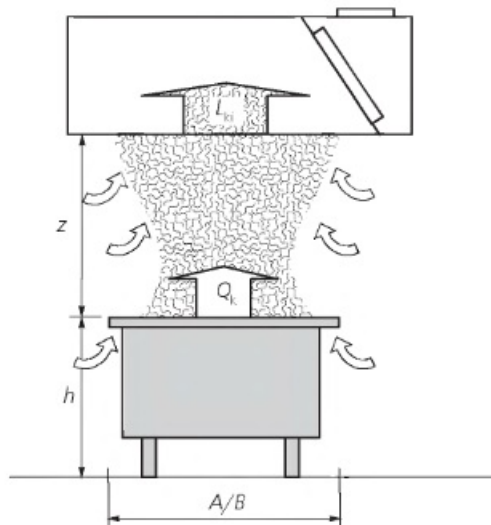


Рисунок 8 – Конвективный поток над поверхностью кухонного оборудования: L_{ki} – объемный расход воздуха в конвективном потоке над индивидуальным кухонным оборудованием; h – высота кухонного оборудования, как правило, равная 0,85–0,9 м; A , B – соответственно длина и ширина кухонного оборудования, м; z – расстояние от поверхности кухонного оборудования до нижней кромки местного отсоса, м

тепловыделения кухонного оборудования делят на конвективные и лучистые в пропорции 1:1; коэффициент $K_k = 0,5$.

K_o – коэффициент одновременности работы кухонного оборудования (равен 0,8 для столовых, 0,7 для ресторанов и кафе).

6.3.1.4 Эквивалентный диаметр поверхности кухонного оборудования D , м, определяют по формуле

$$D = \frac{2AB}{A+B}, \quad (17)$$

где A – длина кухонного оборудования, м;
 B – ширина кухонного оборудования, м.

6.3.1.5 Объемный расход воздуха, удаляемого i -м местным отсосом L_{oi} , м³/ч, определяют по формуле

$$L_{oi} = \frac{(L_{ki} + L_{ti})\alpha}{K_{эф}}, \quad (18)$$

где L_{ki} – объемный расход воздуха в конвективном потоке над индивидуальным кухонным оборудованием, м³/ч, определяют по формуле (15);

L_{ti} – объемный расход продуктов сгорания кухонного оборудования, м³/ч. Для оборудования, работающего на электроэнергии, $L_{ti} = 0$. Для оборудования, работающего на газе, рассчитывают по формуле

$$L_{ti} = 1,04 Q_y K_o, \quad (19)$$

где Q_y , K_o – то же, что в формуле (16);
 α – поправочный коэффициент, учитывающий подвижность воздуха в помещении горячего цеха, принимают в зависимости от системы воздухо-распределения (таблица 7);

$K_{эф}$ – коэффициент эффективности местного отсоса (принимают в соответствии с данными технической документации производителя, может быть принят 0,7 при отсутствии данных).

Для активированных местных отсосов (с поддувом приточного воздуха (см. раздел 8)) коэффициент эффективности принимают по техническим данным предприятия-изготовителя, как правило, $K_{эф} > 0,8$. Для активированных местных отсосов с $K_{эф} > 0,8$ предприятия-изготовители должны представлять результаты испытаний поставляемого ими активированного местного отсоса для подтверждения заявленного коэффициента эффективности.

При наличии общего зонта над линией кухонного оборудования кухонные выделения и расход воздуха через зонт следует определять отдельно по каждой единице по формуле (18), затем их суммировать.

6.3.1.6 Объемный расход воздуха, удаляемого вентилируемым потолком, L_o , м³/ч, рассчитывают по формуле

$$L_o = \left(\sum_{i=1}^n (L_{ki} + L_{ti}) \right) \alpha, \quad (20)$$

Таблица 6 – Поправка на положение источника теплоты по отношению к стене

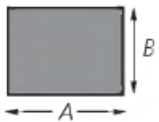
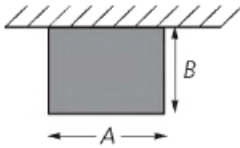
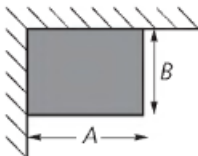
Положение кухонного оборудования		Коэффициент r
Свободно стоящее		1
У стены		0,63 B/A, но не менее 0,63 и не более 1
В углу		0,4

Таблица 7 – Значения поправочного коэффициента α при различных способах воздухораспределения

Способ воздухораспределения (подачи воздуха)	Коэффициент α
Перемешивающая вентиляция, струйная подача воздуха:	
через приточные решетки на стенах	1,25
через плафонные воздухораспределители на потолке	1,2
Вытесняющая вентиляция:	
Подача воздуха через низкоскоростные перфорированные панели*	
на потолке	1,1
в рабочей зоне помещения	1,05
*Скорость воздуха, отнесенная к общей площади перфорированной панели, не превышает 0,7 м/с. Конструкция воздухораспределителя должна обеспечивать равномерную раздачу воздуха по всей поверхности перфорированной панели.	

где $L_{кп}$ – объемный расход воздуха в конвективном потоке над индивидуальным кухонным оборудованием, м³/ч, определяют по формуле (15);

$L_{п}$ – объемный расход продуктов сгорания кухонного оборудования, м³/ч, определяют по формуле (19);

α – поправочный коэффициент, учитывающий подвижность воздуха в помещении горячего цеха (по таблице 7).

6.3.2 Расчет расхода вытяжного воздуха в горячем цехе

6.3.2.1 В помещениях с местными отсосами следует предусматривать общеобменную вытяжную вентиля-

цию с удалением воздуха из верхней зоны. Объемный расход вытяжного воздуха $L_{в}$, м³/ч, определяют по формуле

$$L_{в} = nV_{г} \quad (21)$$

где n – кратность воздухообмена (следует принимать $n \geq 2 \text{ ч}^{-1}$);

$V_{г}$ – объем горячего цеха, м³.

6.3.2.2 Массовый расход воздуха, удаляемого из горячего цеха, G_{y}^r , кг/ч, определяют по формуле

$$G_{y}^r = \sum_{i=1}^n (L_{oi} \rho_i) + L_{в} \rho_{в} \quad (22)$$

Р НП «АВОК» 7.9–2019

где L_{oi} – объемный расход воздуха, удаляемого i -м местным отсосом или вентилируемым потолком, м³/ч (формулы (18) и (20) соответственно);

$L_{в}$ – объемный расход вытяжного воздуха, удаляемого из верхней зоны горячего цеха системой общеобменной вентиляции, м³/ч (формула 21);

ρ_i – плотность воздуха, удаляемого i -м местным отсосом или вентилируемым потолком, кг/м³ (определяют для температуры воздуха, принятой в соответствии с 6.1.18, по формуле (35));

$\rho_{в}$ – плотность воздуха, удаляемого общеобменной вентиляцией, кг/м³ (определяют для температуры воздуха, принятой в соответствии с 6.1.18, по формуле (35)).

6.3.3 Расчет расхода приточного воздуха в горячем цехе

6.3.3.1 Для определения расхода приточного воздуха в горячем цехе следует рассчитать тепловлажностное отношение для горячих цехов ϵ_r , кДж/кг, которое определяется как отношение общего количества полной теплоты Q_r , кВт, выделяющейся в горячем цехе, к общему количеству выделившейся влаги W_r , кг/ч, по формуле

$$\epsilon_r = \frac{3600Q_r}{W_r}. \quad (23)$$

Допускается принимать тепловлажностное отношение для горячих цехов ϵ , исходя из количества варочных котлов (средней емкости 100 л) по таблице 8.

Таблица 8 – Значения тепловлажностного отношения ϵ_r для горячих цехов

Размещение горячего цеха	Количество варочных котлов, шт.	ϵ_r , кДж/кг
В столовых	Менее 4	6080
	Более 4	5240
В ресторанах	Менее 4	6910
	Более 4	6080

6.3.3.2 Массовый расход приточного воздуха G_n , кг/ч, подаваемого в горячий цех системой вентиляции, определяют из расчета воздушного баланса помещения для компенсации воздуха, удаляемого местными отсосами, общеобменной вытяжкой или вентилируемым потолком, по формуле

$$G_n = G_y^r - L_c \rho_c - \sum_{i=1}^n (L_{vi}^a \rho_{vi}^a), \quad (24)$$

где L_c – объемный расход воздуха, поступающего в горячий цех из смежных помещений, м³/ч.

ρ_c – плотность воздуха, поступающего из смежных помещений, кг/м³ (определяют по формуле (35) для температуры воздуха смежных помещений);

L_{vi}^a – объемный расход воздуха, подаваемого от i -го приточно-вытяжного устройства, либо воздуха, подаваемого в поддув i -го активированного местного отсоса, м³/ч, принимают в соответствии с данными технической документации предприятия-изготовителя оборудования для активированных местных отсосов, но не выше $0,1 L_{oi}$. Если в качестве источника воздуха для поддува используют внутренний воздух помещения, то $L_{vi}^a = 0$;

ρ_{vi}^a – плотность воздуха, подаваемого от i -го комбинированного приточно-вытяжного устройства или подаваемого в поддув i -го активированного местного отсоса, кг/м³ (определяют по формуле (35) для принятой температуры приточного воздуха);

G_y^r – то же, что в (22).

6.3.3.3 Массовый расход воздуха G_{no}^r , кг/ч, поступающего в горячий цех от приточных устройств, определяют по формуле

$$G_{no}^r = G_n + \sum_{i=1}^n (L_{vi}^a \rho_{vi}^a), \quad (25)$$

где G_n , L_{vi}^a , ρ_{vi}^a – то же, что в (24).

6.3.3.4 Суммарный массовый расход приточного воздуха с учетом перетока через раздаточный проем G_n^r , кг/ч, определяют по формуле

$$G_n^r = G_{no}^r + L_c \rho_c, \quad (26)$$

где L_c , ρ_c – то же, что в (24);

G_{no}^r – то же, что в (25).

6.4 Определение параметров воздуха в рабочей зоне горячего цеха

6.4.1 Расчет параметров воздуха в рабочей зоне горячего цеха производят для условий теплого периода как наиболее неблагоприятных.

Примечание – Указанные параметры являются функцией количества теплоты, выделяющейся в горячем цехе, количества приточного (удаляемого) воздуха при выбранной схеме воздухораспределения и параметров приточного воздуха.

6.4.2 При расчете систем вентиляции энтальпию воздуха в рабочей зоне горячего цеха l_r^p , кДж/кг, определяют по формуле

$$l_r^p = \frac{3600Q_r + G_n l_n^p + G_c l_c}{G_y^r}, \quad (27)$$

где Q_r – общие тепловыделения в горячем цехе (1), кВт;

G_y^r – массовый расход воздуха, удаляемого из горячего цеха, определяемый по формуле (22), кг/ч;

G_n , G_c – массовый расход приточного воздуха и воздуха, поступающего из смежных помещений соответственно, кг/ч;

l_n^p – энтальпия приточного воздуха в горячем цехе, кДж/кг;

l_c – энтальпия воздуха, поступающего из смежных помещений, кДж/кг.

6.4.3 Энтальпию смеси приточного воздуха, подаваемого в горячий цех, $l_{n,c}$, кДж/кг, определяют по формуле

$$l_{n,c} = \frac{l_n^r G_{no}^r + l_c \rho_c L_c}{G_y^r}, \quad (28)$$

где l_n^r – энтальпия приточного воздуха, подаваемого в горячий цех приточной системой, кДж/кг;
 G_{no}^r – массовый расход воздуха, поступающего в горячий цех от приточных устройств, кг/ч;
 G_y^r – массовый расход воздуха, удаляемого из горячего цеха, определяемый по формуле (22), кг/ч;

l_c – энтальпия воздуха, поступающего из смежных помещений, кДж/кг;

L_c – объемный расход воздуха, поступающего из смежных помещений, м³/ч;

ρ_c – плотность воздуха, поступающего из смежных помещений, кг/м³ (определяют по формуле (35) для температуры воздуха смежных помещений).

6.4.4 При расчете вентиляции величину энтальпии l_n^r , кДж/кг, находят по I-d-диаграмме в точке с влажностью, равным влажностному содержанию наружного воздуха, и температурой выше, чем у наружного, на величину подогрева в вентиляторе. Для того чтобы определить энтальпию l_n^r , кДж/кг, при расчете кондиционирования воздуха, необходимо задать значение температуры приточного воздуха t_n^r , °С. Затем на I-d-диаграмме построить процесс охлаждения наружного воздуха и отметить точку приточного воздуха с учетом величины подогрева в вентиляторе.

Температуру и относительную влажность воздуха в рабочей зоне горячего цеха определяют с помощью графических построений на I-d-диаграмме. От точки, характеризующей параметры приточного воздуха $l_{n,c}$ и $t_{n,c}$, при известном тепловлажностном отношении ϵ_r , проводят линию процесса изменения состояния воздуха в горячем цехе. В точке пересечения линии процесса с линией энтальпии воздуха в рабочей зоне l_p^r определяют температуру и относительную влажность воздуха в рабочей зоне t_p^r , °С, и ϕ_p^r , %.

6.5 Расчет расхода приточного воздуха в обеденном зале

6.5.1 Для определения расхода приточного воздуха в обеденном зале следует вычислить тепловлажностное отношение ϵ_r , кДж/кг, для обеденных залов, по формуле

$$\epsilon_r = \frac{3600Q_r}{W_r}, \quad (29)$$

где Q_r – количество полной теплоты, выделяющейся в обеденном зале, кВт;

W_r – общее количество влаги, выделившейся в обеденном зале (11), кг/ч.

6.5.2 Температуру воздуха, удаляемого из верхней зоны обеденного зала, t_y^r , °С, определяют по формуле

$$t_y^r = t_p^r + K_t(H - 2), \quad (30)$$

t_p^r – температура воздуха в рабочей зоне обеденного зала, °С;

H – высота обеденного зала, м;

K_t – температурный градиент, °С/м, следует ориентировочно принимать равным 1,3 °С/м.

6.5.3 Энтальпию воздуха, удаляемого из обеденного зала, находят с помощью I-d-диаграммы в точке пересечения луча процесса и линии температуры удаляемого воздуха.

Если приточная установка выполняет функцию центрального кондиционера, то объемный расход приточного воздуха в теплый период года, L_n^r , м³/ч, рассчитывают из условия ассимиляции тепловыделений по формуле

$$L_n^r = \frac{3600Q_r - L_c \rho_c (l_c - l_n^r)}{\rho_n^r (l_y^r - l_n^r)}, \quad (31)$$

где Q_r – общие тепловыделения в обеденном зале (2), кВт;

L_c – объемный расход воздуха, поступающего в горячий цех через раздаточный проем из обеденного зала, м³/ч;

ρ_c – плотность воздуха, поступающего через раздаточный проем, равная плотности воздуха в рабочей зоне обеденного зала, кг/м³ (определяют по формуле (35) для температуры воздуха в рабочей зоне обеденного зала);

l_c – энтальпия воздуха, поступающего в горячий цех через раздаточный проем (принимают равной энтальпии воздуха в рабочей зоне обеденного зала), кДж/кг;

ρ_n^r – плотность воздуха при температуре притока в обеденный зал, кг/м³ (определяют по формуле (35) для температуры приточного воздуха в обеденном зале);

l_n^r – энтальпия приточного воздуха в обеденный зал, кДж/кг;

l_y^r – энтальпия уходящего воздуха из обеденного зала (с учетом градиента температуры по высоте помещения), кДж/кг.

6.5.4 Массовый расход приточного воздуха, подаваемого системой вентиляции в обеденный зал, G_{np}^r , кг/ч, определяют по формуле

$$G_{np}^r = L_c \rho_c + L_n^r \rho_n^r, \quad (32)$$

где L_c , L_n^r , ρ_n^r , ρ_c – те же, что в (31).

6.5.5 Количество удаляемого воздуха в обеденном зале определяют по балансу. Расчетный воздухообмен в обеденном зале должен быть не ниже минимального объемного расхода для соответствующего числа людей (таблица 9).

6.5.6 При расчете систем вентиляции в холодный период года количество приточного воздуха определяют аналогично теплому периоду года. Если приточная установка выполняет функцию центрального кондиционера, то количество приточного воздуха в обеденном зале в холодный период года принимают

Р НП «АВОК» 7.9–2019

равным расходу приточного воздуха в теплый период года. В этом случае необходимо определить параметры приточного воздуха, первоначально определив энтальпию l_n^T , кДж/кг, из формулы (31)

$$l_n^T = \frac{(G_{np}^T - L_c \rho_c) l_y^T - 3600 Q_1 + l_p^T L_c \rho_c}{G_{np}^T} \quad (33)$$

Таблица 9 – Норма минимального объемного расхода воздуха на одного человека в обеденном зале

Помещения	Норма воздухообмена, м³/ч
Обеденный зал без курения	40
Обеденный зал с курением	100

Затем по I-d-диаграмме на пересечении луча процесса ϵ и линии энтальпии определяют температуру и относительную влажность приточного воздуха в обеденном зале в холодный период года t_n^T , °С, и ϕ_n^T , %.

6.5.7 Если охлаждение помещения выполняется внутренними блоками системы кондиционирования воздуха, то посредством системы общеобменной приточной вентиляции достаточно подавать минимальный объемный расход воздуха, определяемый по формуле

$$L_n^T = L_{min}(n_1 + n_2), \quad (34)$$

где n_1 и n_2 – количество посадочных мест и численность обслуживающего персонала в обеденном зале соответственно;

L_{min} – минимальный объемный расход приточного воздуха на одного человека в обеденном зале, м³/ч, принимаемый по таблице 9.

Если обеденный зал соединен с горячим цехом раздаточным проемом, то к минимальному расходу притока воздуха следует добавить необходимое для горячего цеха количество переточного воздуха (см. (32)).

6.5.8 При расчете систем вентиляции и кондиционирования воздуха следует учитывать величину подогрева воздуха в вентиляторе, которую принимают равной 1 °С.

6.5.9 Плотность воздуха в рабочей зоне обеденного зала ρ_p^T , кг/м³, рассчитывают по формуле (для объектов на высоте до 400 м над уровнем моря)

$$\rho_p^T = \frac{353}{273 + t_p^T}, \quad (35)$$

где t_p^T – температура воздуха в рабочей зоне обеденного зала, °С.

6.5.10 Пересчет массового расхода воздуха, кг/ч, в объемный расход, L_c , м³/ч, производят по формуле

$$L_c = \frac{G_c}{\rho_p^T}, \quad (36)$$

где G_c – массовый расход воздуха, поступающего в горячий цех через раздаточный проем из обеденного зала, кг/ч;

ρ_p^T – плотность воздуха в рабочей зоне обеденного зала, кг/м³ (определяют по формуле (35) для температуры воздуха в рабочей зоне обеденного зала).

7 Примеры расчета воздухообменов

В приведенных ниже примерах расчета рассмотрены основные случаи, встречающиеся при проектировании систем вентиляции и кондиционирования воздуха, а также приведено построение процессов на I-d-диаграмме в общем виде для различных климатических районов:

– для теплого и холодного периодов рассмотрен случай расчета системы вентиляции для обеденного зала и горячего цеха (см. 7.1);

– для теплого и холодного периодов рассмотрена схема применения системы вентиляции в горячем цехе и системы кондиционирования воздуха в обеденном зале (см. 7.2);

– рассмотрен случай применения приточной установки с охлаждением и системы «чиллер – фэнкойл» в обеденном зале, а также приточной установки с охлаждением в горячем цехе. Рассмотрена последовательность построения процессов на I-d-диаграмме при применении рециркуляции вытяжного воздуха из обеденного зала в горячий цех в теплый период года (см. 7.3).

Данные вычислений в примерах 7.1–7.3 приведены с учетом округления численных значений.

7.1 Пример расчета системы вентиляции в горячем цехе и обеденном зале

7.1.1 Исходные данные:

- Кафе на $n_1 = 20$ посадочных мест в городе Надыме.
- Горячий цех и обеденный зал объединены раздаточным проемом.

В примере рассматриваются приточные системы вентиляции для горячего цеха и обеденного зала.

- Объем горячего цеха $V_r = 90$ м³ при высоте 3,1 м.
- Объем обеденного зала $V_z = 331,2$ м³ при высоте 3 м.

– Теплопоступления от солнечной радиации через световые проемы в горячем цехе отсутствуют (окон нет) $Q_4 = 0$, в обеденном зале $Q_4 = 4,27$ кВт.

– Установленная мощность электрического освещения в горячем цехе $Q_3 = 0,71$ кВт.

– Установленная мощность электрического освещения в обеденном зале $Q_3 = 1,66$ кВт.

- Численность обслуживающего персонала в горячем цехе $n_2 = 3$ человека.

– Воздух удаляется от оборудования приточно-вытяжными зонтами.

Перечень теплового электрического оборудования, установленного в горячем цехе, приведен в таблице 10.

Коэффициент одновременности для кафе $K_o = 0,7$.

Перечень теплового электрического оборудования, установленного в обеденном зале, приведен в таблице 11.

Параметры наружного воздуха принимают по параметрам А в теплый период и по параметрам Б в холодный период (СП 131.13330):

Таблица 10 – Перечень теплового оборудования в горячем цехе

Оборудование	Кол-во	Установочная мощность кухонного оборудования Q_y , кВт	Коэффициент загрузки кухонного оборудования K_3	Объемный расход воздуха в местных отсосах на единицу оборудования, м ³ /ч	
				вытяжка	приток
Пароконвекционная печь	2	23	0,65	1700	400
Пароконвекционная печь	2	17,5	0,65	1500	400
Холодильный прилавок	2	0,34	0,3	–	–
Гриль	1	3,6	0,3	–	–
Станция напитков	1	1	0,3	–	–
Охладитель молока	1	0,5	0,3	–	–
Льдогенератор	1	1	0,3	–	–
Слайсер	1	0,25	0,3	–	–

Таблица 11 – Перечень теплового оборудования в обеденном зале

Оборудование	Кол-во	Установочная мощность кухонного оборудования Q_y , кВт	Коэффициент загрузки кухонного оборудования K_3
Станция напитков	2	1	0,3
Охладитель молока	2	0,5	0,3
Микроволновая печь	1	2,4	0,3
Электрочайник	1	2,2	0,3
Льдогенератор	1	1	0,3
Кофемашина	1	3,5	0,3

– теплый период: $t_n = 20$ °С, $i_n = 43,6$ кДж/кг;

– холодный период: $t_n = -45$ °С, $\phi_n = 80$ %.

Требуется определить количество вытяжного и приточного воздуха, энтальпию и относительную влажность воздуха в рабочей зоне горячего цеха и обеденного зала.

Допустимые параметры воздуха в горячем цехе и обеденном зале см. в таблице 2.

7.1.2 Порядок расчета системы вентиляции в горячем цехе и обеденном зале для теплового и холодного периода года приведен в 7.1.2.1–7.1.2.5.

7.1.2.1 При расчете системы вентиляции горячего цеха в теплый период года по формуле (3) определяют тепловыделения от кухонного оборудования, поступающие в горячий цех (см. таблицу 10):

$$Q_1 = 0,7 [(23 \cdot 2 \cdot 0,65 + 17,5 \cdot 2 \cdot 0,65) \cdot (1 - 0,7) + (0,34 \cdot 2 \cdot 0,3 + 3,6 \cdot 0,3 + 1 \cdot 0,3 + 0,5 \cdot 0,3 + 1 \cdot 0,3 + 0,25 \cdot 0,3)] = 12,53 \text{ кВт.}$$

Тепловыделения от людей находят по формуле (4):

$$Q_2 = 3 \cdot 0,2 = 0,6 \text{ кВт.}$$

Тепловыделения от электрического освещения и тепlopоступления от солнечной радиации через световые проемы принимают согласно исходным данным:

$$Q_3 = 0,71 \text{ кВт,}$$

$$Q_4 = 0 \text{ кВт.}$$

Тепlopоступления через наружные стены и покрытие Q_6 не учитывают.

Общие тепловыделения в горячем цехе рассчитывают по формуле (1):

$$Q_r = 12,53 + 0,6 + 0,71 = 13,84 \text{ кВт.}$$

Количество воздуха, удаляемого из верхней зоны горячего цеха, определяют по формуле (21), принимают кратность воздухообмена $n = 2 \text{ ч}^{-1}$:

Р НП «АВОК» 7.9–2019

$$L_g = 2 \cdot 90 = 180 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Температуру воздуха (см. 6.1.18) принимают равной:

- 42 °С для воздуха, удаляемого местными отсосами;
- 30 °С для воздуха, удаляемого общеобменной вытяжкой из верхней зоны.

Плотность воздуха, удаляемого общеобменной вентиляцией и местными отсосами соответственно, определяют по формуле (35):

$$\rho_{вг} = 353 / (273 + t_{гг}) = 353 / (273 + 30) = 1,17 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho_{пг} = 353 / (273 + t_{гп}) = 353 / (273 + 42) = 1,12 \text{ кг/м}^3.$$

Массовый расход воздуха, удаляемого из горячего цеха, находят по формуле (22):

$$G_{гг} = (1700 \cdot 2 + 1500 \cdot 2) \cdot 1,12 + 180 \cdot 1,17 = 7380 \text{ кг/ч}.$$

Массовый расход воздуха, поступающего в горячий цех через раздаточный проем, принимают равным 20 % от общего количества удаляемого воздуха $G_{гг}$:

$$G_c = 0,2 G_{гг} = 0,2 \cdot 7380 = 1480 \text{ кг/ч}.$$

Дополнительный массовый расход приточного воздуха, подаваемого системой вентиляции в горячий цех, определяют по формуле (22):

$$G_{пог} = 0,8 G_{гг} = 0,8 \cdot 7380 = 5900 \text{ кг/ч}.$$

Плотность воздуха в рабочей зоне обеденного зала определяют по формуле (35):

$$\rho_{рп} = 353 / (273 + 27) = 1,18 \text{ кг/м}^3.$$

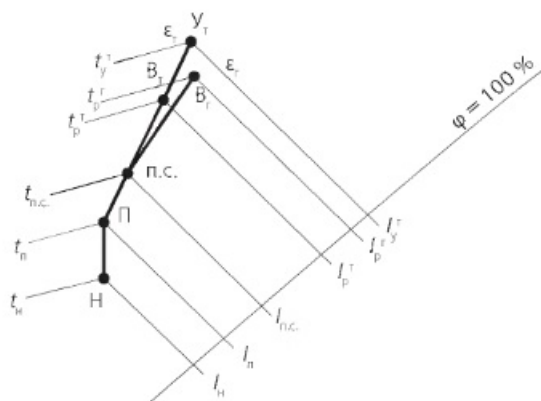


Рисунок 9 – Процесс изменения параметров воздуха в горячем цехе и обеденном зале в теплый период года при применении систем вентиляции

Объемный расход воздуха, поступающего через раздаточный проем в горячий цех из обеденного зала, определяют по формуле (36):

$$L_c = 1480 / 1,18 = 1260 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Тепловлажностное отношение ϵ_r принимают равным 6910 кДж/кг (см. таблицу 8).

Энтальпию смеси приточного воздуха $I_{п.с.}$, подаваемого в горячий цех (процесс изменения состояния воздуха на I-d-диаграмме представлен на рисунке 9), определяют по формуле (28) при известных параметрах приточного воздуха $I_{пг} = 45$ кДж/кг (энтальпия в точке П) и воздуха в рабочей зоне обеденного зала $I_c = I_{рп} = 52$ кДж/кг (энтальпия в точке B_r , см. 7.1.2.2):

$$I_{п.с.} = (45 \cdot 5900 + 52 \cdot 1260 \cdot 1,18) / 7380 = 46,4 \text{ кДж/кг}.$$

Температуру смеси приточного воздуха $t_{п.с.}$, поступающего в горячий цех (температура в точке п.с. на рисунке 9), находят на линии пересечения значения энтальпии смеси приточного воздуха $I_{п.с.}$ и линии, соединяющей точку B_r ($I_{рп}^T, t_{рп}^T$), характеризующую состояние воздуха в рабочей зоне обеденного зала, с точкой приточного воздуха с учетом подогрева в вентиляторе (точка П: $I_{пг}, t_{пг}$).

Рассчитывают энтальпию воздуха в рабочей зоне горячего цеха по формуле (27):

$$I_{рп}^T = (3600 \cdot 13,84 + 45 \cdot 5900 + 52 \cdot 1260) / 7380 = 53 \text{ кДж/кг}.$$

Параметры воздуха (температуру и относительную влажность) в рабочей зоне горячего цеха определяют с помощью I-d-диаграммы (см. рисунок 9). Из точки п.с. проводят луч процесса $\epsilon_r = 6910$ кДж/кг до пересечения с расчетным значением энтальпии в рабочей зоне (точка B_r) $I_{рп}^T = 53$ кДж/кг. При этом параметры воздуха соответственно равны $t_{рп}^T = 26,6$ °С, $\phi_{рп}^T = 48$ %.

Процесс изменения состояния воздуха на I-d-диаграмме в горячем цехе для теплого периода представлен на рисунке 9:

- точка Н: $t_{н} = 20$ °С, $I_{н} = 43,6$ кДж/кг;
- точка П: $t_{п} = 21$ °С, $I_{п} = 44,5$ кДж/кг;
- точка п.с.: $t_{п.с.} = 22,2$ °С, $I_{п.с.} = 46$ кДж/кг;
- точка B_r : $t_{рп}^T = 26,6$ °С, $I_{рп}^T = 52,9$ кДж/кг.

7.1.2.2 При расчете вентиляции обеденного зала в теплый период количество теплоты, выделяемой людьми при работе, определяют по формуле (4) с учетом данных таблицы 4:

$$Q_2 = 20 \cdot 0,145 + 0 = 2,9 \text{ кВт}.$$

Тепловыделения от электрического освещения и тепlopоступления от солнечной радиации принимают согласно исходным данным:

$$Q_3 = 1,66 \text{ кВт};$$

$$Q_4 = 4,27 \text{ кВт}.$$

$Q_4 > Q_3$, теплоступления от искусственного освещения не учитывают.

Теплоступления от остывающей пищи находят по формуле (7):

$$Q_5 = (2 \cdot 0,85 \cdot 3,35 (70 - 40) \cdot 20) / (3600 \cdot 0,6) = 1,58 \text{ кВт.}$$

Теплоступления через внешние ограждения Q_6 не учитывают.

Тепловыделения от оборудования, установленного в обеденном зале, определяют по формуле (8):

$$Q_7 = (1 \cdot 2 + 0,5 \cdot 2 + 2,4 + 2,2 + 1 + 3,5) 0,3 = 3,63 \text{ кВт.}$$

Общие теплоступления в обеденный зал определяют по формуле (2):

$$Q_T = 2,9 + 4,27 + 1,58 + 3,63 = 12,38 \text{ кВт.}$$

Влаговыведения от людей вычисляют по формуле (12) с учетом данных таблицы 4:

$$W_1 = 20 \cdot 0,115 + 0 = 2,3 \text{ кг/ч.}$$

Количество влаги, выделяющейся при остывании горячей пищи, определяют по формуле (14):

$$W_3 = 3600 \cdot 0,34 \cdot 1,58 / (2500 + 1,8 \cdot 27) = 0,76 \text{ кг/ч.}$$

Общие влаговыведения в обеденном зале находят по формуле (11):

$$W_T = 2,3 + 0,76 = 3,06 \text{ кг/ч.}$$

Тепловлажностное отношение ϵ_T определяют по формуле (29):

$$\epsilon_T = 3600 \cdot 12,38 / 3,06 = 14560 \text{ кДж/кг.}$$

Температуру воздуха, удаляемого из обеденного зала, при заданной температуре в рабочей зоне, равной 27 °С, вычисляют по формуле (30):

$$t_{yT} = 27 + 1,3(3 - 2) = 28,3 \text{ °С.}$$

На I-d-диаграмме из точки Н, характеризующей параметры приточного наружного воздуха для горячего цеха и обеденного зала (с учетом подогрева в вентиляторе), проводят луч процесса $\epsilon_T = 14560$ кДж/кг до пересечения с $t_{yT} = 28,3$ °С (см. рисунок 9), $i_{yT} = 53,5$ кДж/кг, $i_{nT} = 45$ кДж/кг. Энтальпию воздуха в рабочей зоне обеденного зала находят на пересечении ϵ_T и заданной температуры $t_{pT} = 27$ °С, $i_{pT} = 52$ кДж/кг.

Объемный расход приточного воздуха из условия ассимиляции теплоизбытков определяют по формуле (31):

$$L_{nT} = (3600 \cdot 12,38 - 1260 \cdot 1,18(52 - 45)) / (1,21(53,5 - 45)) = 3320 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Суммарный массовый расход приточного воздуха в обеденном зале определяют по формуле (32):

$$G_{npT} = 1260 \cdot 1,18 + 3320 \cdot 1,21 = 5500 \text{ кг/ч.}$$

Массовый расход вытяжного воздуха принимают равным расходу приточного за вычетом перетока через раздаточный проем (выражают из формулы (36)):

$$G_{yT} = L_{nT} \rho_{nT} = 3320 \cdot 1,21 = 4020 \text{ кг/ч.}$$

7.1.2.3 При расчете вентиляции горячего цеха в холодный период величину тепловыделений от кухонного оборудования Q_1 принимают равной ее значению, полученному для теплого периода года:

$$Q_1 = 12,53 \text{ кВт.}$$

Тепловыделения от людей определяют по формуле (4) с учетом данных таблицы 4:

$$Q_2 = 3 \cdot 0,21 = 0,63 \text{ кВт.}$$

Величину тепловыделений от электрического освещения принимают равной ее значению в теплый период: $Q_3 = 0,71$ кВт.

Величина теплотеря через внешние ограждающие конструкции: $Q_6 = 0$.

Общие тепловыделения в горячем цехе определяют по формуле (2):

$$Q_T = 12,53 + 0,63 + 0,71 = 13,87 \text{ кВт.}$$

В холодный период все расчетные расходы воздуха для горячего цеха принимают равными значениям, полученным для теплого периода:

$$\begin{aligned} G_{yT} &= 7380 \text{ кг/ч,} \\ G_{noT} &= 5900 \text{ кг/ч,} \\ L_c &= 1260 \text{ м}^3/\text{ч.} \end{aligned}$$

Построением на I-d-диаграмме определяют энтальпию приточного воздуха, подаваемого в горячий цех (см. точку K_p). Температуру приточного воздуха принимают равной $t_{nT} = 16$ °С, тогда $i_{nT} = 16,6$ кДж/кг.

По формуле (28) находят энтальпию смеси приточного воздуха (точка п.с.) при известных значениях энтальпии приточного воздуха (точка P_p) $i_{nT} = 16,6$ кДж/кг и воздуха в рабочей зоне обеденного зала (точка B_T) $i_{pT} = 21,5$ кДж/кг (см. 7.1.2.4):

$$i_{n.c.} = (16,6 \cdot 5900 + 11,1 \cdot 1260 \cdot 1,21) / (5900 + 1260 \cdot 1,21) = 17,6 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпию воздуха в рабочей зоне горячего цеха (точка B_p) определяют по формуле (31):

$$i_{pT} = (3600 \cdot 13,87 + 5900 \cdot 16,6 + 1540 \cdot 21,5) / 7380 = 24,4 \text{ кДж/кг.}$$

Р НП «АВОК» 7.9–2019

Остальные параметры воздуха (температуру и относительную влажность) в рабочей зоне горячего цеха определяют с помощью I-d-диаграммы, приведенной на рисунке 10. Из точки п.с. проводят луч процесса $\epsilon_r = 6910$ кДж/кг до пересечения с расчетным значением энтальпии воздуха в рабочей зоне (точка B_r) и определяют параметры воздуха в рабочей зоне горячего цеха: $t_{pr} = 21$ °С, $\phi_{pr} = 9$ %.

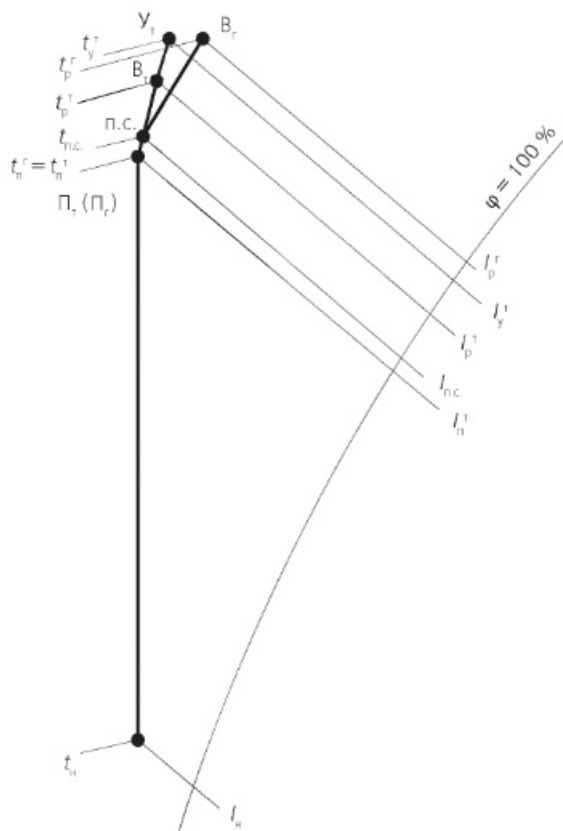


Рисунок 10 — Процесс изменения параметров воздуха в горячем цехе и обеденном зале в холодный период года

Полученное значение относительной влажности в данном примере оказалось ниже допустимого по СанПиН 2.3.6.1079 [2]. В таких ситуациях рекомендуется устройство увлажнения приточного воздуха.

7.1.2.4 При расчете систем вентиляции в обеденном зале в холодный период тепловыделения от людей определяют по формуле (4) с учетом данных таблицы 4:

$$Q_2 = 20 \cdot 0,15 = 3 \text{ кВт.}$$

Теплопоступления от искусственного освещения Q_3 , кВт, остывающей пищи Q_5 , кВт, и оборудования в обеденном зале Q_8 , кВт, принимают по теплому периоду.

Общие тепловыделения в обеденном зале определяют по формуле (2):

$$Q_r = 3 + 1,66 + 1,58 + 3,63 = 9,87 \text{ кВт.}$$

Влаговыведения от людей вычисляют по формуле (12) с учетом данных таблицы 4:

$$W_1 = 20 \cdot 0,075 = 1,5 \text{ кг/ч.}$$

Влаговыведения от остывающей пищи вычисляют по формуле (14):

$$W_3 = (3600 \cdot 0,34 \cdot 1,58) / (2500 + 1,8 \cdot 18) = 0,76 \text{ кг/ч.}$$

Общие влаговыведения в обеденном зале определяют по формуле (11):

$$W_r = 1,5 + 0,76 = 2,26 \text{ кг/ч.}$$

Тепловлажностное отношение ϵ_r вычисляют по формуле (29):

$$\epsilon_r = 3600 \cdot 9,87 / 2,26 = 15\,720 \text{ кДж/кг.}$$

Температуру воздуха, удаляемого из обеденного зала, определяют по формуле (30):

$$t_{y^r} = 20 + 1,3(3 - 2) = 21,3 \text{ °С.}$$

Температуру приточного воздуха принимают равной 16 °С и по I-d-диаграмме находят параметры приточного, внутреннего и удаляемого воздуха: $I_n^r = 16,6$ кДж/кг, $I_p^r = 21,5$ кДж/кг, $I_y^r = 23,2$ кДж/кг.

Объемный расход приточного воздуха из условия ассимиляции теплоизбытков определяют по формуле (31):

$$L_n^r = (3600 \cdot 9,87 - 1260 \cdot 1,21(21,5 - 16,6)) / (1,23(23,2 - 16,6)) = 3460 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Суммарный массовый расход приточного воздуха в обеденном зале определяют по формуле (32):

$$G_{np}^r = 1260 \cdot 1,21 + 3460 \cdot 1,23 = 5780 \text{ кг/ч.}$$

Массовый расход вытяжного воздуха принимают равным расходу приточного воздуха за вычетом расхода переточного воздуха через раздаточный проем:

$$G_y^r = L_n^r \rho_n^r = 3460 \cdot 1,23 = 4260 \text{ кг/ч.}$$

Результаты расчета обобщены в таблице 12.

7.1.2.5 Последовательность построения процессов на I-d-диаграмме:

– теплый период года (вентиляция в горячем цехе и обеденном зале, рисунок 9).

Из точки Н, состояния наружного воздуха по параметрам А (СП 131.13330), проводят линию, характеризующую нагрев воздуха в вентиляторе, до точки П. С этими параметрами воздух подается в обеденный зал и горячий цех системой вентиляции. Из точки П про-

Таблица 12 – Результаты расчета системы вентиляции

Помещение	Количество воздуха, удаляемого из помещения			Количество воздуха, подаваемого в помещение			Параметры приточного воздуха		Параметры воздуха в рабочей зоне	
	ΣL_{oi} , кг/ч	$G_{в,у}$, кг/ч	ΣG_{y} , кг/ч	$G_{по,г}$, кг/ч	G_c , кг/ч	$\Sigma G_{п}$, кг/ч	$t_{п}$, °C	$l_{п}$, кДж/кг	$t_{в}$, °C	$l_{в}$, кДж/кг
Горячий цех:	Вентиляция									
теплый период	6400	210	7380	5900	1480	7380	21	45	26,6	53
холодный период	6400	210	7380	5900	1480	7380	16	16,6	21	42,4
Обеденный зал:	Вентиляция									
теплый период	–	–	4020	–	–	5500	21	45	27	52
холодный период	–	–	4260	–	–	5780	16	16,6	20	21,5

дят линию ϵ_r до пересечения с изотермами, характеризующими состояние воздуха в рабочей зоне (точка B_r), и воздуха, удаляемого из обеденного зала (точка Y_r).

При заданном соотношении количества воздуха, подаваемого системой вентиляции в горячий цех (не менее $0,8G_{yг}$), и воздуха, поступающего в горячий цех через раздаточный проем (не более $0,2G_{yг}$), на линии смещения $P-B_r$ находят точку п.с., характеризующую параметры смеси воздуха, поступающего в горячий цех. Из точки п.с. проводят линию ϵ_r до пересечения с линией расчетного значения энтальпии воздуха в рабочей зоне горячего цеха. Точка пересечения B_r характеризует параметры воздуха в рабочей зоне горячего цеха;

– холодный период года (вентиляция в горячем цехе и обеденном зале, рисунок 10).

Из точки H , характеризующей состояние наружного воздуха по параметрам Б (СП 131.13330), проводят линию, характеризующую нагрев воздуха в калорифере, до температуры приточного воздуха, подаваемого в обеденный зал системой вентиляции (точка P_r). Из точки P_r проводят луч ϵ_r до его пересечения с изотермой вытяжного воздуха из обеденного зала и отмечают точку Y_r , затем отмечают точку B_r на пересечении луча с изотермой $t_{вг}$.

Из точки H проводят линию, характеризующую нагрев воздуха в калорифере, до температуры приточного воздуха, подаваемого в горячий цех системой вентиляции (точка P_r). Проводят линию P_r-B_r , характеризующую процесс смешения приточного и переточного воздуха в горячем цехе. При заданном соотношении расходов воздуха отмечают на линии смещения точку п.с. Из точки п.с. проводят луч ϵ_r до пересечения с линией энтальпии воздуха в рабочей зоне горячего цеха, получают точку B_r , характеризующую параметры воздуха в рабочей зоне.

7.2 Пример расчета системы вентиляции в горячем цехе и системы кондиционирования воздуха в обеденном зале

7.2.1 Исходные данные:

– Столовая самообслуживания на $n_1 = 200$ посадочных мест в городе Москве.

– Горячий цех и обеденный зал объединены раздаточным проемом.

В примере рассмотрены приточные системы без применения рециркуляции воздуха из обеденного зала.

– Объем горячего цеха $V_r = 340 \text{ м}^3$ при высоте 3,5 м.

– Объем обеденного зала $V_r = 1300 \text{ м}^3$ при высоте 3,5 м.

– Теплопоступления от солнечной радиации через световые проемы в горячем цехе составляют $Q_4 = 2,23 \text{ кВт}$, в обеденном зале – $Q_4 = 5,86 \text{ кВт}$.

– Установленная мощность электрического освещения в горячем цехе $Q_3 = 1,28 \text{ кВт}$.

– Установленная мощность электрического освещения в обеденном зале $Q_3 = 2,5 \text{ кВт}$.

– Численность обслуживающего персонала в горячем цехе $n_2 = 10$ человек.

– Теплопотери в горячем цехе в холодный период составляют $Q_6 = 2,08 \text{ кВт}$, в обеденном зале – $Q_6 = 1,59 \text{ кВт}$.

– Средняя температура холодоносителя в теплообменнике испарителя центрального кондиционера – 5°C .

Перечень теплового электрического оборудования, установленного в горячем цехе, приведен в таблице 13.

Тепловые стойки установлены в раздаточном проеме и не обслуживаются местными отсосами.

Коэффициент одновременности для столовых: $K_o = 0,8$.

Воздухораспределение в горячем цехе устроено по принципу «перемешивающей вентиляции». Раздача приточного воздуха в горячем цехе в данном примере происходит через приточные решетки на стенах.

Расчет систем в обеденном зале производят по параметрам Б (СП 131.13330) в теплый и холодный периоды года:

– теплый период: $t_{п} = 26^\circ\text{C}$, $l_{п} = 54,7 \text{ кДж/кг}$;

– холодный период: $t_{п} = -25^\circ\text{C}$, $\phi_{п} = 83\%$.

Расчет систем в горячем цехе производим по параметрам А (СП 131.13330) в теплый период и по параметрам Б (СП 131.13330) в холодный период года:

Р НП «АВОК» 7.9–2019

Таблица 13 – Перечень теплового оборудования в горячем цехе

Оборудование	Кол-во, ед.	Q_y , кВт	K_y , Вт/кВт	K_z	Эл/газ	Расположение	Габариты, м
Плита	1	18	250	0,65	Эл.	У стены	0,84×0,84×0,85(н)
Плита	2	12	250	0,65	Эл.	У стены	0,84×0,84×0,85(н)
Плита	2	3,8	250	0,65	Эл.	Свободно стоящее	0,42×0,84×0,88(н)
Мармит	2	4	350	0,5	Эл.	Свободно стоящее	0,84×0,84×0,86(н)
Шкаф жарочный	2	8	350	0,5	Эл.	Свободно стоящее	0,84×0,8×1,5(н)
Фритюрница	1	7,5	90	0,65	Эл.	У стены	0,42×0,84×0,86(н)
Сковорода	2	6	350	0,5	Эл.	Свободно стоящее	1,05×0,84×0,86(н)
Сковорода	1	13	350	0,5	Эл.	Свободно стоящее	1,47×0,84×0,86(н)
Котел	4	8,6	100	0,3	Эл.	У стены	1,05×0,84×0,85(н)
Тепловые стойки	2	2	300	0,5	Эл.	Свободно стоящее	1,47×0,84×0,85(н)

– теплый период: $t_n = 23 \text{ }^\circ\text{C}$, $l_n = 50,5 \text{ кДж/кг}$;
 – холодный период: $t_n = -25 \text{ }^\circ\text{C}$, $\phi_n = 83 \text{ \%}$.

Допустимые параметры воздуха в горячем цехе и оптимальные параметры в обеденном зале см. в таблице 2.

Требуется определить количество удаляемого и подаваемого воздуха, энтальпию и относительную влажность воздуха в рабочей зоне горячего цеха и обеденного зала.

7.2.2 Порядок расчета системы вентиляции в горячем цехе и системы кондиционирования воздуха в обеденном зале для теплового и холодного периодов года приведен в 7.2.2.1–7.2.2.5.

7.2.2.1 При расчете системы вентиляции в горячем цехе в теплый период года (рисунок 11) тепловыделения от кухонного оборудования определяют по формуле (3):

$$Q_1 = 0,8[(18 \cdot 0,65 + 12 \cdot 2 \cdot 0,65 + 3,8 \cdot 2 \cdot 0,65 + 4 \cdot 2 \cdot 0,5 + 8 \cdot 2 \cdot 0,5 + 7,5 \cdot 0,65 + 6 \cdot 2 \cdot 0,5 + 13 \cdot 0,5 + 8,6 \cdot 4 \cdot 0,3) \cdot (1 - 0,7) + (2 \cdot 2 \cdot 0,5)] = 18,87 \text{ кВт.}$$

Тепловыделения от людей находят по формуле (4):

$$Q_2 = 10 \cdot 0,2 = 2 \text{ кВт.}$$

Тепловыделения от электрического освещения, теплопоступления от солнечной радиации через световые проемы, наружные стены и покрытие принимают согласно исходным данным:

$$Q_3 = \sum N_f = 1,28 \text{ кВт};$$

$$Q_4 = 2,23 \text{ кВт.}$$

$Q_4 > Q_3$, теплопоступления Q_3 от искусственного освещения не учитывают.

Общие тепловыделения в горячем цехе определяют по формуле (1):

$$Q_r = 18,87 + 2 + 2,23 = 23,1 \text{ кВт.}$$

Влаговыведения от людей определяют по формуле (12):

$$W_1 = 10 \cdot 0,185 = 1,85 \text{ кг/ч.}$$

Влаговыведения от кухонного оборудования находят по формуле (13), выполнив предварительные вычисления:

$$\sum Q_y W_{06} K_z = 18 \cdot 147 \cdot 0,65 + 12 \cdot 147 \cdot 0,65 \cdot 2 + 3,8 \cdot 147 \cdot 0,65 \cdot 2 + 4 \cdot 588 \cdot 0,65 \cdot 2 + 8 \cdot 0 \cdot 2 \cdot 0,5 + 7,5 \cdot 1030 \cdot 0,65 + 6 \cdot 588 \cdot 2 \cdot 0,5 + 13 \cdot 588 \cdot 0,5 + 8,6 \cdot 441 \cdot 4 \cdot 0,3 = 24013,65 \text{ г/(ч} \cdot \text{кВт)}.$$

Найденное значение подставляют в формулу (13):

$$W_2 = 0,8(24013,65(1 - 0,7) + 0)/1000 = 5,76 \text{ кг/ч,}$$

Общие влаговыведения в горячем цехе определяют по формуле (10):

$$W_r = 1,85 + 5,76 = 7,61 \text{ кг/ч.}$$

Количество воздуха, удаляемого от кухонного оборудования местными отсосами, определяют следующим образом (рассмотрено на примере печи, остальное оборудование рассчитано аналогичным образом, результаты расчетов обобщены в таблице 14):

– эквивалентный диаметр кухонного оборудования определяют по формуле (17):

$$D = 2 \cdot 0,84 \cdot 0,84 / (0,84 + 0,84) = 0,84 \text{ м;}$$

– долю конвективных тепловыделений от кухонного оборудования находят по формуле (16):

Таблица 14 – Результаты расчета расходов воздуха, удаляемого местными отсосами над кухонным оборудованием

Оборудование	D , м	Q_k , кВт	r	L_{ki} , м ³ /ч	a	L_{oi} , м ³ /ч
Плита	0,84	1,8	0,63	605	1,25	1080
Плита	0,84	1,2	0,63	530		975
Плита	0,56	0,38	1	395		705
Мармит	0,84	0,56	1	650		1160
Шкаф жарочный	0,82	1,12	1	825		1475
Фритюрница	0,56	0,27	1	355		635
Сковорода	0,93	0,84	1	830		1480
Сковорода	1,1	1,82	1	1235		2205
Котел	0,93	0,34	0,63	385		690

$$Q_k = 18 \cdot 0,25 \cdot 0,5 \cdot 0,8 = 1,8 \text{ кВт};$$

– объемный расход воздуха в конвективном потоке над кухонным оборудованием на уровне местного отсоса определяют по формуле (15):

$$L_{ki} = 180 \cdot 1,81/3(1 + 1,7 \cdot 0,84)^{5/3} \cdot 0,63 = 605 \text{ м}^3/\text{ч};$$

– объемный расход воздуха, удаляемого местным отсосом, вычисляют по формуле (18):

$$L_{oi} = (605 + 0)1,25/0,7 = 1080 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Тепловлажностное отношение ϵ_r определяют по формуле (23):

$$\epsilon_r = 3600 \cdot 23,1/7,61 = 10930 \text{ кДж/кг}.$$

Количество воздуха, удаляемого из верхней зоны горячего цеха, определяют по формуле (21), кратность воздухообмена принимают равной 2 ч^{-1} :

$$L_B = 2 \cdot 340 = 680 \text{ м}^3/\text{ч} (800 \text{ кг/ч}).$$

Температуру воздуха, удаляемого местными отсосами, принимают равной $42 \text{ }^\circ\text{C}$, температуру воздуха, удаляемого общеобменной вытяжкой из верхней зоны, принимают равной $30 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. 6.1.18). Общее количество воздуха, удаляемого из горячего цеха, находят по формуле (22):

$$G_{y,r} = (1080 + 975 \cdot 2 + 705 \cdot 2 + 1160 \cdot 2 + 1475 \cdot 2 + 635 + 1480 \cdot 2 + 2205 + 690 \cdot 4)1,12 + 680 \cdot 1,17 = 21260 \text{ кг/ч}.$$

Массовый расход воздуха, поступающего в горячий цех через раздаточный проем, принимают равным 40% от общего количества удаляемого воздуха:

$$G_c = 0,4G_{y,r} = 0,4 \cdot 21260 = 8500 \text{ кг/ч}.$$

Дополнительный массовый расход приточного воздуха, подаваемого системой вентиляции в горячий цех, составит 60% от общего количества удаляемого воздуха:

$$G_{no,r} = 0,6G_{y,r} = 0,6 \cdot 21260 = 12760 \text{ кг/ч}.$$

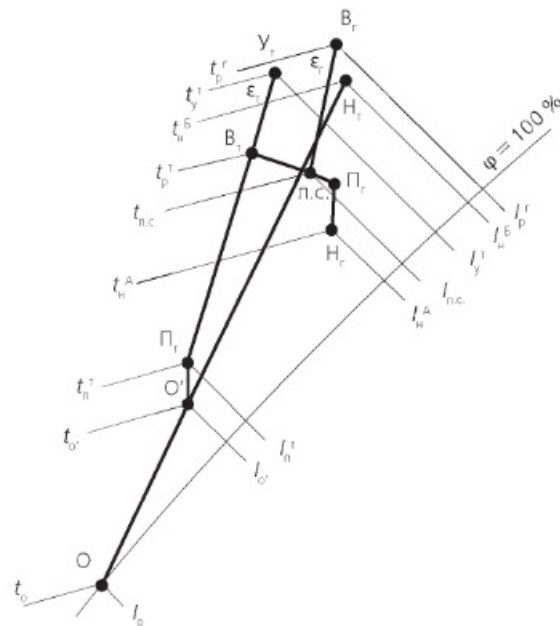


Рисунок 11 – Процесс изменения параметров воздуха в горячем цехе и обеденном зале в теплый период года

Р НП «АВОК» 7.9–2019

Объемный расход воздуха, поступающего через раздаточный проем в горячий цех из обеденного зала, определяют по формуле (36):

$$L_c = 8500/1,2 = 7090 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Энтальпию смеси приточного воздуха $l_{п.с.}$, подаваемого в горячий цех (процесс изменения состояния воздуха на I-d-диаграмме представлен на рисунке 11), определяют по формуле (28) при известных параметрах приточного воздуха $l_p = 51,5$ кДж/кг (энтальпия в точке П_r) и воздуха в рабочей зоне обеденного зала $l_c = l_p^T = 50,6$ кДж/кг (энтальпия в точке В_r, см. 7.2.2.2):

$$l_{п.с.} = (51,5 \cdot 12760 + 50,6 \cdot 7090 \cdot 1,2) / 21\,260 = 51,1 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпию воздуха в рабочей зоне горячего цеха определяют по формуле (27):

$$l_p^T = (3600 \cdot 23,1 + 51,5 \cdot 12760 + 50,6 \cdot 8500) / 21\,260 = 55 \text{ кДж/кг}.$$

Параметры воздуха (температуру и относительную влажность) в рабочей зоне горячего цеха определяют с помощью I-d-диаграммы (рисунок 11). Из точки п.с. проводят луч процесса $\epsilon_r = 10\,930$ кДж/кг до пересечения с расчетным значением энтальпии в рабочей зоне (точка В_r) $l_p^T = 55$ кДж/кг. При этом параметры воздуха соответственно равны $t_p^T = 27$ °С, $\phi_p^T = 50$ %.

7.2.2.2 При расчете системы кондиционирования воздуха в обеденном зале в теплый период года температуру воздуха в рабочей зоне обеденного зала $t_{в}^T$ принимают равной 24 °С, температуру приточного воздуха $t_{п}^T$ принимают равной 20 °С.

Теплопоступления от людей определяют по формуле (4) с учетом данных таблицы 4:

$$Q_2 = 200 \cdot 0,145 + 0 = 29 \text{ кВт}.$$

Тепловыделения от электрического освещения, теплопоступления от солнечной радиации через световые проемы, наружные стены и покрытие в обеденном зале принимают согласно исходным данным:

$$Q_3 = 2,5 \text{ кВт}; \\ Q_4 = 5,86 \text{ кВт}.$$

$Q_4 > Q_3$, теплопоступления Q_3 от искусственного освещения не учитывают.

Теплопоступления от остывающей пищи определяют по формуле (7):

$$Q_5 = 2 \cdot 0,85 \cdot 3,35(70 - 40)200 / (3600 \cdot 0,3) = 31,64 \text{ кВт}.$$

Общие теплопоступления вычисляют по формуле (2):

$$Q_T = 29 + 5,86 + 31,64 = 66,5 \text{ кВт}.$$

Влаговыведения от людей определяют по формуле (12):

$$W_1 = 200 \cdot 0,115 + 0 = 23 \text{ кг/ч}.$$

Влаговыведения от остывающей пищи определяют по формуле (14):

$$W_3 = 3600 \cdot 0,34 \cdot 31,64 / (2500 + 1,8 \cdot 24) = 15,23 \text{ кг/ч}.$$

Общие влаговыведения в обеденном зале определяют по формуле (11):

$$W_T = 23 + 15,23 = 38,23 \text{ кг/ч}.$$

Тепловлажностное отношение ϵ_r определяют по формуле (29):

$$\epsilon_r = 3600 \cdot 66,5 / 38,23 = 6260 \text{ кДж/кг}.$$

Температуру воздуха, удаляемого из обеденного зала, вычисляют по формуле (30):

$$t_y^T = 24 + 1,3(3,5 - 2) = 26 \text{ °С}.$$

Энтальпию приточного и вытяжного воздуха находят по I-d-диаграмме. Из точки П_r, характеризующей параметры приточного воздуха с учетом подогрева в вентиляторе, проводят луч процесса ϵ_r до пересечения с $t_y^T = 26$ °С (рисунок 11): $l_y^T = 54$ кДж/кг; $l_n^T = 43,6$ кДж/кг. Энтальпию воздуха в рабочей зоне обеденного зала находят на пересечении ϵ_r и заданной температуры $t_p^T = 24$ °С: $l_p^T = 50,6$ кДж/кг.

Объемный расход приточного воздуха, подаваемого в обеденный зал для ассимиляции тепловыделений, определяют по формуле (31):

$$L_n^T = 3600 \cdot 66,5 - 8820 \cdot 1,2(50,8 - 40,7) / 1,22(54 - 40,7) = 14\,150 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Массовый расход воздуха, подаваемого в обеденный зал, с учетом количества переточного воздуха через раздаточный проем находят по формуле (32):

$$G_{пр}^T = 7090 \cdot 1,2 + 14\,150 \cdot 1,22 = 25\,770 \text{ кг/ч}.$$

Массовый расход вытяжного воздуха принимают равным количеству приточного за вычетом количества перетока через раздаточный проем (выражаем из формулы (36)):

$$G_y^T = L_n^T \rho_n^T = 14\,150 \cdot 1,22 = 17\,260 \text{ кг/ч}.$$

7.2.2.3 При расчете системы вентиляции горячего цеха в холодный период года величину тепловыделений от кухонного оборудования Q_1 принимают равной значению, полученному для теплого периода года:

$$Q_1 = 18,87 \text{ кВт.}$$

Теплопоступления Q_2 от людей определяют по формуле (4) с учетом данных таблицы 4:

$$Q_2 = 10 \cdot 0,21 = 2,1 \text{ кВт.}$$

Величину тепловыделений от электрического освещения Q_3 принимают согласно исходным данным:

$$Q_3 = 1,28 \text{ кВт.}$$

Величину теплопотерь через внешние ограждающие конструкции Q_6 , кВт, принимают согласно исходным данным:

$$Q_6 = 2,08 \text{ кВт.}$$

Общие тепловыделения в горячем цехе определяют по формуле (1):

$$Q_r = 18,87 + 2,1 + 1,28 - 2,08 = 20,17 \text{ кВт.}$$

Влаговыведения от людей определяют по формуле (12) с учетом данных таблицы 4:

$$W_1 = 10 \cdot 0,11 + 0 = 1,1 \text{ кг/ч.}$$

Влаговыведения от оборудования принимают по теплоту периода года (см. 7.2.2.1):

$$W_2 = 5,76 \text{ кг/ч.}$$

Общие влаговыведения в горячем цехе определяют по формуле (10):

$$W_r = 1,1 + 5,76 = 6,86 \text{ кг/ч.}$$

Тепловлажностное отношение ϵ_r определяют по формуле (23):

$$\epsilon_r = 3600 \cdot 20,17 / 6,86 = 10580 \text{ кДж/кг.}$$

В холодный период года все расчетные расходы воздуха для горячего цеха принимают равными значениям, полученным для теплого периода года (см. 7.2.2.1):

$$\begin{aligned} G_{y,r} &= 21\,260 \text{ кг/ч,} \\ G_{no,r} &= 12\,760 \text{ кг/ч,} \\ L_c &= 7090 \text{ м}^3/\text{ч.} \end{aligned}$$

Построением на I-d диаграмме определяют энтальпию приточного воздуха, подаваемого в горячий цех (см. точку K_r). Температуру приточного воздуха принимают равной $t_{n,r}^t = 18^\circ\text{C}$, тогда $I_{n,r}^t = 19$ кДж/кг.

При известных значениях энтальпии приточного воздуха (точка Π_r) $I_{n,r}^t = 19$ кДж/кг и воздуха в рабочей зоне обеденного зала (точка B_r) $I_{p,r}^t = 34,6$ кДж/кг

находят энтальпию смеси приточного воздуха (точка п.с.) (см. 7.2.2.4):

$$\begin{aligned} I_{п.с.} &= 19 \cdot 15\,880 + 34,6 \cdot 7090 \cdot 1,2 / 21\,260 = \\ &= 25,2 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Энтальпию воздуха в рабочей зоне горячего цеха (точка B_r) определяют по формуле (27):

$$\begin{aligned} I_{p,r}^t &= 3600 \cdot 20,17 + 12\,760 \cdot 19 + 10\,670 \cdot 34,6 / 21\,260 = \\ &= 28,6 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Остальные параметры воздуха (температуру и относительную влажность) в рабочей зоне горячего цеха определяют с помощью I-d-диаграммы (рисунок 12). Из точки п.с. проводят луч процесса $\epsilon_r = 10580$ кДж/кг до пересечения с расчетным значением энтальпии воздуха в рабочей зоне (точка B_r) и определяют параметры воздуха в рабочей зоне горячего цеха: $t_{p,r}^t = 22,2^\circ\text{C}$, $\varphi_{p,r}^t = 15\%$.

7.2.2.4 При расчете систем кондиционирования воздуха в обеденном зале в холодный период температуру воздуха в рабочей зоне обеденного зала принимают равной $t_{b,r}^t = 22^\circ\text{C}$.

Теплопоступления от людей определяют по формуле (4) с учетом данных таблицы 4:

$$Q_2 = 200 \cdot 0,15 = 30 \text{ кВт.}$$

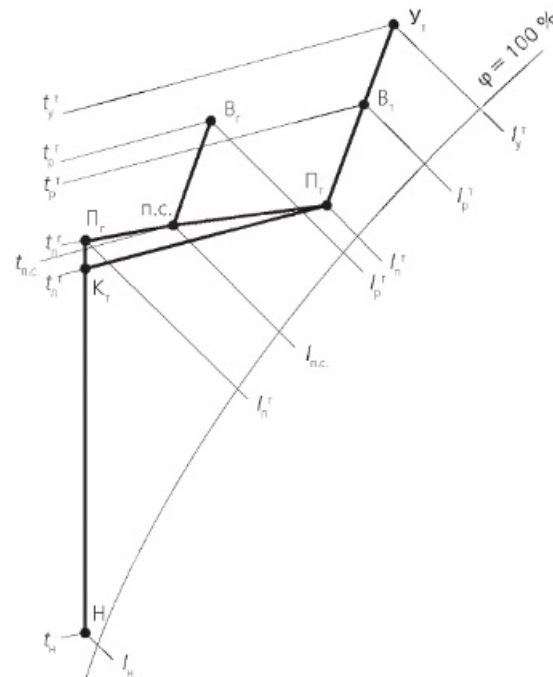


Рисунок 12 — Процесс изменения параметров воздуха в горячем цехе и обеденном зале в холодный период года

Р НП «АВОК» 7.9–2019

Теплопоступления от искусственного освещения Q_3 , кВт, и остывающей пищи Q_5 , кВт, принимают по тепловому периоду:

$$Q_3 = 2,5 \text{ кВт};$$

$$Q_5 = 31,64 \text{ кВт}.$$

Теплопотери внешними ограждениями обеденного зала принимают согласно исходным данным:

$$Q_6 = 1,59 \text{ кВт}.$$

Общие тепловыделения в обеденном зале определяют по формуле (2):

$$Q_T = 30 + 2,5 + 31,64 - 1,59 = 62,55 \text{ кВт}.$$

Влаговыведения от людей определяют по формуле (12) с учетом данных таблицы 4:

$$W_1 = 200 \cdot 0,075 + 0 = 15 \text{ кг/ч}.$$

Влаговыведения от остывающей пищи определяют по формуле (14):

$$W_3 = 3600 \cdot 0,34 \cdot 31,64 / (2500 + 1,8 \cdot 22) = 15,25 \text{ кг/ч}.$$

Общие влаговыведения в обеденном зале определяют по формуле (11):

$$W_T = 15 + 15,25 = 30,25 \text{ кг/ч}.$$

Тепловлажностное отношение ϵ_T определяют по формуле (29):

$$\epsilon_T = 3600 \cdot 62,55 / 30,25 = 7440 \text{ кДж/кг}.$$

Температуру воздуха, удаляемого из обеденного зала, определяют по формуле (30):

$$t_{yT} = 22 + 1,3(3,5 - 2) = 24 \text{ }^\circ\text{C}.$$

По I-d-диаграмме находят энтальпию вытяжного воздуха (рисунок 12). Через точку B_T , характеризующую комфортные параметры воздуха в рабочей зоне обеденного зала ($t_{pT} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$, $\phi_{pT} = 30 \%$), проводят луч процесса ϵ_T до пересечения с изотермой t_{yT} , получают точку B_y . В этой точке $l_{yT} = 37,5 \text{ кДж/кг}$.

Количество приточного воздуха принимают равным расчетному для теплого периода и находят энтальпию приточного воздуха в обеденном зале по формуле (33):

$$l_{nT} = (25770 - 7090 \cdot 1,2) / 37,5 - 3600 \cdot 62,55 + 34,6 \cdot 7090 \cdot 1,2 / 25770 = 27,8 \text{ кДж/кг}.$$

Остальные параметры приточного воздуха (точка P_T , см. рисунок 12) находят на пересечении луча процесса $\epsilon_T = 7440 \text{ кДж/кг}$, проходящего через точки B_T и B_y , с линией энтальпии $l_{nT} = 27,8 \text{ кДж/кг}$. В точке пересечения P_T определяют температуру и относительную влажность воздуха $t_{nT} = 17,5 \text{ }^\circ\text{C}$ и $\phi_{nT} = 32 \%$.

Результаты расчета системы кондиционирования воздуха приведены в таблице 15.

7.2.2.5 Последовательность построения процессов на I-d-диаграмме:

– для теплого периода года при наличии вентиляции в горячем цехе и кондиционировании воздуха в обеденном зале (рисунок 11).

Из точки H_T , характеризующей состояние наружного воздуха по параметрам Б, проводят линию охлаждения воздуха в теплообменнике испарителя холодильного контура. Для этого отмечают на диаграмме точку О, которая имеет среднюю температуру теплоносителя холодильного контура и относительную влажность $\phi_o = 100 \%$. На пересечении линии H_T -О и изотермы с температурой, меньшей заданной температуры притока на величину подогрева воздуха в вентиляторе, отмечают точку О', характеризующую параметры охлажденного воздуха.

Таблица 15 – Результаты расчета системы кондиционирования воздуха

Помещение	Количество воздуха, удаляемого из помещения			Количество воздуха, подаваемого в помещение			Параметры приточного воздуха		Параметры воздуха в рабочей зоне	
	ΣL_{oi} , кг/ч	G_{ay} , кг/ч	ΣG_y , кг/ч	G_{noT} , кг/ч	G_c , кг/ч	ΣG_{nT} , кг/ч	t_{nT} , °C	l_{nT} , кДж/кг	t_{bT} , °C	l_{bT} , кДж/кг
Горячий цех:	Кондиционирование воздуха									
теплый период	18 210	800	21 260	12 760	8500	12 760	24	51,5	27	55
холодный период	18 210	800	21 260	12 760	8500	12 760	18	19	22,2	28,6
Обеденный зал:	Кондиционирование воздуха									
теплый период	–	–	17 260	–	–	25 670	20	43,6	24	50,6
холодный период	–	–	17 260	–	–	25 670	17,5	27,8	22	34,6

Строят процесс подогрева воздуха в вентиляторе, проходящий от точки O' по линии постоянного относительного влагосодержания до пересечения с линией заданной температуры приточного воздуха в обеденном зале, получают точку P_r . Через точку P_r проводят луч процесса ϵ_r и на его пересечении с линиями температуры воздуха в рабочей зоне обеденного зала и температуры удаляемого воздуха отмечают точки V_r и Y_r соответственно.

Отмечают точку H_r , характеризующую состояние наружного воздуха по параметрам А (СП 131.13330). По линии постоянного относительного влагосодержания строят процесс подогрева воздуха в вентиляторе, получают точку P_r . На пересечении отрезка V_r-P_r и линии энтальпии смеси приточного воздуха в горячем цехе отмечают точку п.с. Из точки п.с. проводят луч процесса ϵ_r до пересечения с линией расчетного значения энтальпии воздуха в рабочей зоне горячего цеха;

– для холодного периода года при наличии вентиляции в горячем цехе и кондиционировании воздуха в обеденном зале (рисунок 12).

На $I-d$ -диаграмме отмечают точку V_r , характеризующую заданные параметры воздуха в рабочей зоне обеденного зала, и проводят через нее луч ϵ_r . На пересечении луча ϵ_r и линий температуры удаляемого воздуха и энтальпии приточного воздуха отмечают точки Y_r и P_r соответственно. Отмечают точку H , характеризующую состояние наружного воздуха по параметрам Б (СП 131.13330). Строят линию подогрева наружного воздуха в калорифере по линии постоянного относительного влагосодержания до ее пересечения с линией температуры точки P_r , получают точку K_r . Линия K_r-P_r характеризует процесс увлажнения воздуха в паровлажнителе центрального кондиционера.

На пересечении линии $H-K_r$ с изотермой заданной температуры приточного воздуха в горячем цехе отмечают точку P_r , характеризующую параметры приточного воздуха в горячем цехе. Соединяют точки P_r и V_r , на

пересечении получившегося отрезка и линии энтальпии смеси приточного воздуха в горячем цехе находят точку п.с, характеризующую параметры смеси приточного воздуха. Из точки п.с. проводят луч процесса ϵ_r до его пересечения с линией энтальпии воздуха в рабочей зоне горячего цеха и получают точку V_r .

7.3 Пример расчета системы кондиционирования воздуха в горячем цехе и обеденном зале

7.3.1 Исходные данные:

– Ресторан на $n_1 = 50$ посадочных мест в городе Пятигорске.

– Горячий цех и обеденный зал объединены раздаточным проемом.

В примере рассмотрено устройство системы кондиционирования воздуха «чиллер – фэнкойл» в обеденном зале и системы кондиционирования воздуха в горячем цехе, обслуживаемом приточной установкой с охлаждением и увлажнением.

– Объем горячего цеха $V_r = 200 \text{ м}^3$ при высоте 3,2 м.

– Объем обеденного зала $V_z = 700 \text{ м}^3$ при высоте 3,2 м.

– Теплопоступления от солнечной радиации через световые проемы в горячем цехе отсутствуют (окон нет) $Q_4 = 0$, в обеденном зале – $Q_4 = 11 \text{ кВт}$.

– Установленная мощность электрического освещения в горячем цехе $Q_3 = 1,48 \text{ кВт}$.

– Установленная мощность электрического освещения в обеденном зале $Q_3 = 3,37 \text{ кВт}$.

– Средняя температура хладагента в теплообменнике испарителя $t_0 = 9,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

– Численность обслуживающего персонала в горячем цехе $n_2 = 5$ человек.

– Воздух удаляется от оборудования местными отсосами.

Перечень теплового электрического оборудования, установленного в горячем цехе, приведен в таблице 16.

Коэффициент одновременности для ресторана $K_0 = 0,7$.

Таблица 16 – Перечень теплового оборудования в горячем цехе

Оборудование	Кол-во, ед.	Установочная мощность кухонного оборудования Q_y , кВт	Коэффициент загрузки кухонного оборудования K_y	Объемный расход вытяжного воздуха в местных отсосах на единицу оборудования L_{oi} , $\text{м}^3/\text{ч}$
Пароконвекционная печь	2	33	0,65	2000
Плита индукционная	1	8	0,65	2000
Мармит	1	3,5	0,65	1250
Стол тепловой	1	2,4	0,65	–
Полка тепловая	1	0,5	0,65	–
Печь СВЧ	1	1,9	0,65	–
Стол холодильный	1	1,3	0,65	–

Р НП «АВОК» 7.9–2019

Требуется определить количество удаляемого и подаваемого воздуха, энтальпию и относительную влажность воздуха в рабочей зоне горячего цеха и обеденного зала.

Расчет систем в обеденном зале и горячем цехе производят по параметрам Б (СП 131.13330):

- теплый период: $t_n = 30\text{ }^\circ\text{C}$, $h_n = 67\text{ кДж/кг}$;
- холодный период: $t_n = -20\text{ }^\circ\text{C}$, $\phi_n = 83\text{ \%}$.

Оптимальные параметры воздуха в горячем цехе и обеденном зале см. в таблице 2.

7.3.2 Порядок расчета системы кондиционирования воздуха в горячем цехе и обеденном зале для теплового и холодного периодов года приведен в 7.3.2.1–7.3.2.5.

7.3.2.1 При расчете системы кондиционирования воздуха в горячем цехе в теплый период года (рисунок 13) тепловыделения от кухонного оборудования, поступающие в горячий цех, определяют по формуле (3):

$$Q_1 = 0,7[(33 \cdot 2 \cdot 0,65 + 8) \cdot (1 - 0,7) + (3,5 + 2,4 + 0,5 + 1,3 + 1,9)] = 14,47\text{ кВт.}$$

Теплопоступления от людей определяют по формуле (4) с учетом данных таблицы 4:

$$Q_2 = 5 \cdot 0,2 = 1\text{ кВт.}$$

Тепловыделения от электрического освещения и теплопоступления от солнечной радиации через световые проемы в горячем цехе принимают согласно исходным данным:

$$Q_3 = 1,48\text{ кВт,}$$

$$Q_4 = 0\text{ кВт.}$$

Теплопоступления через наружные стены и покрытие Q_6 не учитывают.

Общие тепловыделения в горячем цехе определяют по формуле (1):

$$Q_r = 14,47 + 1 + 1,48 = 16,95\text{ кВт.}$$

Тепловлажностное отношение ϵ_r принимают равным 6910 кДж/кг с учетом данных таблицы 8.

Объемный расход воздуха, удаляемого из верхней зоны горячего цеха, определяют по формуле (21) при кратности воздухообмена 2 ч⁻¹:

$$L_b = 2 \cdot 200 = 400\text{ м}^3/\text{ч}\text{ (470 кг/ч).}$$

Температуру воздуха, удаляемого местными отсосами, принимают равной 42 °С. Температуру воздуха, удаляемого общеобменной вытяжкой из верхней зоны, принимают равной 30 °С. Суммарный массовый расход воздуха, удаляемого из горячего цеха, находят по формуле (22):

$$G_{y,r} = (2000 \cdot 2 + 1250)1,12 + 400 \cdot 1,17 = 6350\text{ кг/ч.}$$

Массовый расход воздуха, поступающего в горячий цех через раздаточный проем, принимают равным 20 % от общего количества удаляемого воздуха:

$$G_c = 0,2G_{y,r} = 0,2 \cdot 6350 = 1270\text{ кг/ч.}$$

Дополнительный массовый расход приточного воздуха, подаваемого системой вентиляции в горячий цех, определяют по формуле (22):

$$G_{no,r} = 0,8G_{y,r} = 0,8 \cdot 6350 = 5080\text{ кг/ч.}$$

Объемный расход воздуха, поступающего через раздаточный проем в горячий цех из обеденного зала, определяют по формуле (36):

$$L_c = 1270/1,2 = 1060\text{ м}^3/\text{ч.}$$

Температуру приточного воздуха принимают равной 17 °С. На I-d-диаграмме находят $h_r = 41\text{ кДж/кг}$; $h_p = 52,1\text{ кДж/кг}$ (см. 7.3.2.2). Энтальпию смеси приточного воздуха в горячем цехе определяют по формуле (28):

$$h_{n,c} = (41 \cdot 5080 + 52,1 \cdot 1060 \cdot 1,2)/6350 = 43,2\text{ кДж/кг.}$$

Энтальпию воздуха в рабочей зоне горячего цеха (точка В_r) определяют по формуле (27):

$$h_r = (3600 \cdot 16,95 + 5080 \cdot 41 + 1290 \cdot 52,1)/6350 = 52,8\text{ кДж/кг.}$$

Тепловлажностное отношение принимают равным $\epsilon_r = 6910\text{ кДж/кг}$ с учетом данных таблицы 8.

На I-d-диаграмме (рисунок 13) строят луч процесса ϵ_r из точки п.с. до пересечения с линией h_r , получают точку В_r. Определяют параметры:

- точки П_r: $t_{n,r} = 17\text{ }^\circ\text{C}$, $h_r = 41\text{ кДж/кг}$;
- точки п.с.: $t_{n,c} = 18,3\text{ }^\circ\text{C}$, $h_{n,c} = 43,2\text{ кДж/кг}$;
- точки В_r: $t_{p,r} = 24\text{ }^\circ\text{C}$, $\phi_{p,r} = 59\text{ \%}$, $h_{p,r} = 52,8\text{ кДж/кг}$.

7.3.2.2 При расчете системы кондиционирования воздуха в обеденном зале в теплый период температуру воздуха в рабочей зоне обеденного зала $t_{p,r}$ принимают равной 24 °С, температуру приточного воздуха $t_{n,r}$ принимают равной 20 °С. Схема обработки воздуха включает в себя теплообменник первого подогрева, холодильную секцию и пароувлажнитель.

Теплопоступления от людей определяют по формуле (4) с учетом данных таблицы 4:

$$Q_2 = 50 \cdot 0,145 = 7,25\text{ кВт.}$$

Тепловыделения от электрического освещения и теплопоступления от солнечной радиации через световые проемы принимают согласно исходным данным:

$$Q_3 = 3,37\text{ кВт,}$$

$$Q_4 = 11\text{ кВт.}$$

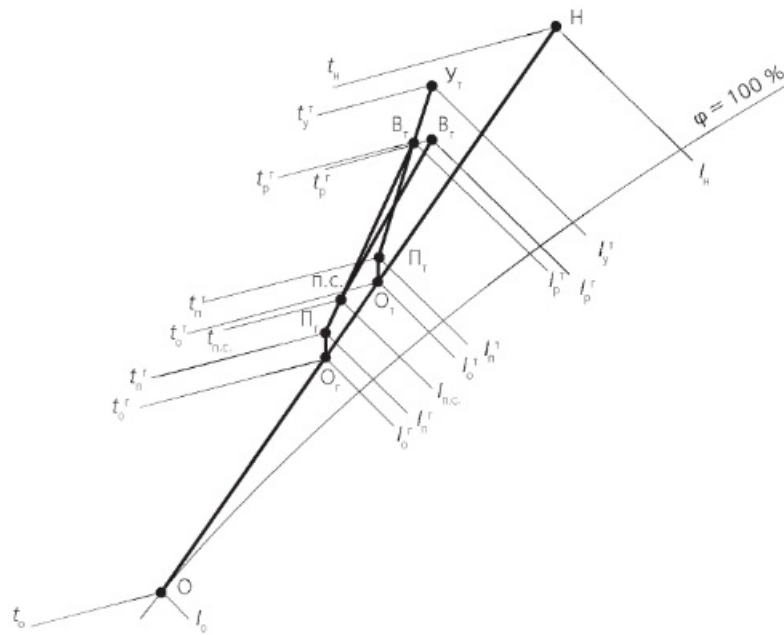


Рисунок 13 – Процесс изменения параметров воздуха в горячем цехе и обеденном зале в теплый период года

$Q_4 > Q_3$, теплоступления от искусственного освещения не учитывают.

Теплоступления от остывающей пищи Q_5 , кВт, вычисляют по формуле (7):

$$Q_5 = 2 \cdot 0,85 \cdot 3,35 (70 - 40)50/3600 \cdot 1 = 2,37 \text{ кВт.}$$

Минимальный требуемый объемный расход приточного воздуха на одного человека в обеденном зале для ресторана определяют по таблице 9: $L_{\min} = 40 \text{ м}^3/\text{ч}$. Объемный расход наружного воздуха, подаваемого в обеденный зал, определяют по формуле (34):

$$L_{nT} = 40 \cdot 50 = 2000 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Объемный расход переточного воздуха через раздаточный проем $L_c = 1060 \text{ м}^3/\text{ч}$ (см. 7.3.2.1). Суммарный массовый расход приточного воздуха, подаваемого в обеденный зал, определяют по формуле (32):

$$G_{npT} = 1060 \cdot 1,2 + 2000 \cdot 1,17 = 3620 \text{ кг/ч.}$$

Общие тепловыделения Q_r , кВт, в обеденном зале определяют по формуле (2):

$$Q_r = 7,25 + 11 + 2,37 = 20,62 \text{ кВт.}$$

Влаговыведения от людей определяют по формуле (12) с учетом данных таблицы 4:

$$W_1 = 50 \cdot 0,115 = 5,75 \text{ кг/ч.}$$

Влаговыведения от остывающей пищи определяют по формуле (14):

$$W_3 = 3600 \cdot 0,34 \cdot 2,37 / (2500 + 1,8 \cdot 24) = 1,14 \text{ кг/ч.}$$

Общие влаговыведения в обеденном зале определяют по формуле (11):

$$W_r = 5,75 + 1,14 = 6,89 \text{ кг/ч.}$$

Тепловлажностное отношение ϵ_r определяют по формуле (29):

$$\epsilon_r = 3600 \cdot 20,62 / 6,89 = 10770 \text{ кДж/кг.}$$

Температуру воздуха, удаляемого из обеденного зала, определяют по формуле (30):

$$t_{yT} = 24 + 1,3(3,2 - 2) = 25,6 \text{ }^\circ\text{C.}$$

На i-d-диаграмме строят процесс охлаждения воздуха с учетом подогрева в вентиляторе, получают точку P_r , из которой строят луч процесса ϵ_r . Находят значения энтальпии приточного воздуха и воздуха в рабочей зоне обеденного зала: $i_p^T = 52,1 \text{ кДж/кг}$, $i_n^T = 46,9 \text{ кДж/кг}$.

Количество теплоты Q_8 , ассимилируемое приточным воздухом, определяют по формуле (9):

$$Q_8 = 2000 \cdot 1,17(52,1 - 46,9) / 3600 = 3,5 \text{ кВт.}$$

Требуемая холодильная мощность системы «чиллер – фэнкойл» для приведенного примера обеденного зала:

Р НП «АВОК» 7.9–2019

$$Q_T - Q_8 = 20,62 - 3,5 = 17,12 \text{ кВт.}$$

Суммарный массовый расход приточного воздуха в обеденном зале находим по формуле (32):

$$G_{пр}^T = 1060 \cdot 1,2 + 2000 \cdot 1,17 = 3620 \text{ кг/ч.}$$

Массовый расход вытяжного воздуха G_v^T принимают равным массовому расходу приточного воздуха без учета переточного воздуха через раздаточный проем (выражают из формулы (36)):

$$G_v^T = L_n^T \rho_n^T = 2000 \cdot 1,17 = 2340 \text{ кг/ч.}$$

7.3.2.3 При расчете системы кондиционирования воздуха в горячем цехе в холодный период года (рисунок 14) величину тепловыделений от кухонного оборудования Q_1 принимают равной значению, полученному для теплого периода года:

$$Q_1 = 14,47 \text{ кВт.}$$

Теплопоступления от людей Q_2 определяют по формуле (4) с учетом данных таблицы 4:

$$Q_2 = 5 \cdot 0,205 = 1,03 \text{ кВт.}$$

Величину тепловыделений от электрического освещения Q_3 в горячем цехе принимают согласно исходным данным (см. 7.3.1):

$$Q_3 = 1,48 \text{ кВт.}$$

Общие тепловыделения в горячем цехе Q_r определяют по формуле (2):

$$Q_r = 14,47 + 1,03 + 1,48 = 16,98 \text{ кВт.}$$

В холодный период все расчетные расходы воздуха для горячего цеха принимают равными значениям, полученным для теплого периода (см. 7.3.2.1):

$$\begin{aligned} G_v^r &= 6350 \text{ кг/ч,} \\ G_{по}^r &= 5080 \text{ кг/ч,} \\ L_c &= 1060 \text{ м}^3\text{/ч.} \end{aligned}$$

Температуру приточного воздуха в горячем цехе принимают $t_n^r = 16 \text{ }^\circ\text{C}$, увлажнение до $\phi_n^r = 35 \%$, энтальпию находят по I-d-диаграмме: $l_n^r = 26 \text{ кДж/кг}$. Энтальпию воздуха в рабочей зоне обеденного зала принимают $l_p^r = 34,6 \text{ кДж/кг}$ (см. 7.3.2.4).

Энтальпию смеси приточного воздуха в горячем цехе определяют по формуле (28):

$$\begin{aligned} l_{н.с.} &= (26 \cdot 5080 + 34,6 \cdot 1060 \cdot 1,22) / 6350 = \\ &= 27,7 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Энтальпию воздуха в рабочей зоне горячего цеха (точка B_r) определяют по формуле (27):

$$\begin{aligned} l_p^r &= (3600 \cdot 16,98 + 4260 \cdot 25,5 + 2890 \cdot 35,3) / 7100 = \\ &= 37,4 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Тепловлажностное отношение принимают равным $\epsilon_r = 6910 \text{ кДж/кгс}$ учетом данных таблицы 8. Остальные параметры воздуха (температуру и относительную влажность) в рабочей зоне горячего цеха определяют с помощью I-d-диаграммы (рисунок 14). Из точки п.с. проводят луч процесса ϵ_r до пересечения с расчетным значением энтальпии воздуха в рабочей зоне (точка B_r) и определяют параметры воздуха в рабочей зоне горячего цеха: $t_p^r = 23,2 \text{ }^\circ\text{C}$, $\phi_p^r = 33 \%$.

7.3.2.4 При расчете системы кондиционирования воздуха в обеденном зале в холодный период параметры воздуха в рабочей зоне обеденного зала принимают: $t_b^T = 22 \text{ }^\circ\text{C}$, $\phi_b^T = 30 \%$.

Теплопоступления от людей Q_2 определяют по формуле (4) с учетом данных таблицы 4:

$$Q_2 = 50 \cdot 0,15 = 7,5 \text{ кВт.}$$

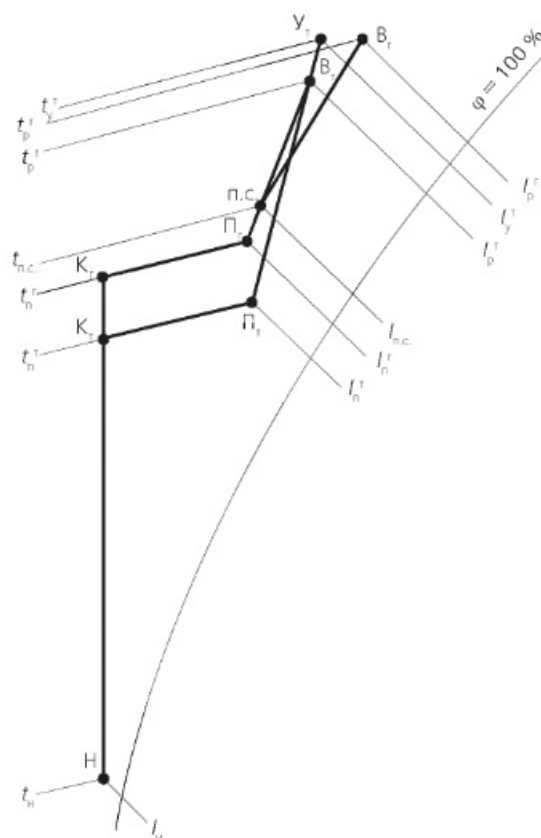


Рисунок 14 – Процесс изменения параметров воздуха в горячем цехе и обеденном зале в холодный период года

Теплопоступления от искусственного освещения Q_3 и остывающей пищи Q_5 принимают по тепловому периоду года (см. 7.3.2.2).

Общие тепловыделения в обеденном зале составляют:

$$Q_T = 7,5 + 3,37 + 2,37 = 13,24 \text{ кВт.}$$

Влаговыведения от людей W_1 определяют по формуле (12) с учетом данных таблицы 4:

$$W_1 = 50 \cdot 0,075 = 3,75 \text{ кг/ч.}$$

Влаговыведения от остывающей пищи W_3 определяют по формуле (14):

$$W_3 = 3600 \cdot 0,34 \cdot 2,37 / (2500 + 1,8 \cdot 20) = 1,14 \text{ кг/ч.}$$

Общие влаговыведения в обеденном зале W_T определяют по формуле (11):

$$W_T = 3,75 + 1,14 = 4,89 \text{ кг/ч.}$$

Тепловлажностное отношение ϵ_T определяют по формуле (29):

$$\epsilon_T = 3600 \cdot 13,24 / 4,89 = 9750 \text{ кДж/кг.}$$

Температуру воздуха, удаляемого из обеденного зала, определяют по формуле (30):

$$t_{yT} = 22 + 1,3(3,2 - 2) = 23,6 \text{ }^\circ\text{C.}$$

На I-d-диаграмме находят энтальпию вытяжного воздуха (рисунок 14). Через точку V_T , характеризующую комфортные параметры воздуха в рабочей зоне обеденного зала, проводят луч процесса ϵ_T до пересечения с изотермой t_{yT} , получают точку V_y . В этой точке $l_{yT} = 36,8 \text{ кДж/кг}$.

На I-d-диаграмме находят энтальпию воздуха в рабочей зоне обеденного зала $l_pT = 34,6 \text{ кДж/кг}$. Принимают

количество приточного воздуха равным расчетному значению для теплого периода и находят параметры приточного воздуха в обеденный зал по формуле (33):

$$l_{nT} = ((3620 - 1060 \cdot 1,2) 36,8 - 3600 \cdot 3,24 + 34,6 \cdot 1060 \cdot 1,2) / 3620 = 23 \text{ кДж/кг.}$$

На пересечении луча процесса $\epsilon_T = 9750 \text{ кДж/кг}$ (рисунок 14), проходящего через точки V_T и Y_T , с линией энтальпии $l_{nT} = 23 \text{ кДж/кг}$ определяют $t_{nT} = 13,5 \text{ }^\circ\text{C}$. Разница между значениями температуры приточного воздуха и воздуха в рабочей зоне обеденного зала $8,5 \text{ }^\circ\text{C}$ может привести к возникновению сквозняков, поэтому комфортность климата в рабочей зоне должна быть подтверждена расчетом воздухораспределения.

Расчет системы кондиционирования воздуха дан для примера, поэтому расчет считаем законченным.

Результаты расчета системы кондиционирования воздуха приведены в таблице 17.

7.3.2.5 Последовательность построения процессов на I-d-диаграмме:

– теплый период года (рисунок 13).

Из точки Н, характеризующей параметры наружного воздуха по параметрам Б (СП 131.13330), проводят линию Н–О, характеризующую процесс охлаждения наружного воздуха. Точка О имеет температуру, равную средней температуре холодоносителя в теплообменнике испарителя, и относительную влажность 100%. На линии Н–О отмечают точку O_r с температурой, равной температуре притока в обеденном зале за вычетом величины подогрева в вентиляторе. Строят процесс нагрева воздуха в вентиляторе O_r – P_r , из точки P_r строят луч ϵ_T до его пересечения с изотермами t_{pT} и удаляемого t_{yT} , получают при этом точки V_T и Y_T соответственно.

На линии Н–О отмечают точку O_r с температурой меньшей, чем заданная температура притока в горячий цех, на величину подогрева в вентиляторе. Строят процесс нагрева притока в вентиляторе O_r – P_r . Точку P_r соединяют с V_T и на пересечении получившегося отрезка с расчетным значением энтальпии смеси приточного

Таблица 17 – Результаты расчета системы кондиционирования воздуха

Помещение	Количество воздуха, удаляемого из помещения			Количество воздуха, подаваемого в помещение			Параметры приточного воздуха		Параметры воздуха в рабочей зоне	
	ΣL_{oi} , кг/ч	G_{vy} , кг/ч	ΣG_y , кг/ч	G_{noT} , кг/ч	G_{cr} , кг/ч	ΣG_{nT} , кг/ч	t_{nT} , °C	l_{nT} , кДж/кг	t_{br} , °C	l_{br} , кДж/кг
Горячий цех:	Кондиционирование воздуха									
теплый период	5250	470	6350	5080	1270	6350	17	41	24	52,8
холодный период	5250	470	6350	5080	1270	6350	16	26	23,2	37,4
Обеденный зал:	Кондиционирование воздуха									
теплый период	–	–	2340	–	–	3620	20	46,9	24	52,1
холодный период	–	–	2340	–	–	3620	13,5	23	22	34,6

Р НП «АВОК» 7.9–2019

воздуха отмечают точку п.с. Из точки п.с. проводят ϵ_r до пересечения с расчетным значением энтальпии воздуха в рабочей зоне (точка B_r);

– холодный период года (рисунок 14).

Отмечают точку B_r , характеризующую заданные параметры воздуха в рабочей зоне обеденного зала. Проводят через нее луч процесса ϵ_r . При пересечении луча процесса с линиями температуры удаляемого и приточного воздуха получают точки Y_r и P_r .

Из точки Н, состояния наружного воздуха по параметрам Б (СП 1313.13330), проводят линию Н– K_r , характеризующую процесс нагрева воздуха в калорифере (температура в точке K_r равна температуре приточного воздуха). Линия K_r – P_r характеризует процесс увлажнения воздуха в пароувлажнителе. Строят процесс подогрева наружного воздуха в калорифере до температуры притока Н– K_r . Отмечают точку P_r , характеризующую параметры приточного воздуха в горячем цехе, и соединяют ее с точкой K_r (процесс увлажнения). В точке пересечения линии $I_{n.c.}$ и отрезка B_r – P_r находят точку п.с. Из точки п.с. проводят луч процесса ϵ_r до пересечения с расчетной энтальпией I_p^r , получают точку B_r , характеризующую параметры воздуха в рабочей зоне горячего цеха. В точке B_r находят остальные параметры воздуха в рабочей зоне горячего цеха;

– вариант 1.

Для экономии холода в теплый период года допускается применять рециркуляцию воздуха, удаляемого из обеденного зала. Схема построения этого процесса на I-d-диаграмме приведена на рисунке 15. Из

точки Н, состояния наружного воздуха по параметрам Б (СП 1313.13330), проводят линию, характеризующую процесс охлаждения воздуха в центральном кондиционере, до точки О. На линии Н–О отмечают точку O_r , характеризующую параметры охлажденного воздуха для обеденного зала. Температура в точке O_r ниже заданной температуры притока на величину подогрева в вентиляторе. Из точки O_r проводят линию нагрева воздуха в вентиляторе до точки P_r , характеризующей параметры приточного воздуха в обеденном зале. Из точки P_r проводят луч процесса ϵ_r до пересечения с изотермами, характеризующими состояние воздуха в рабочей зоне обеденного зала (точка B_r) и удаляемого воздуха (точка Y_r).

Соединяют точки Y_r и Н, получают линию смешения наружного воздуха и рециркуляционного. При заданном количестве рециркуляционного воздуха отмечают на линии Y_r –Н точку C_p , характеризующую состояние смеси наружного воздуха для горячего цеха. Строят процесс охлаждения C_p –О и аналогичным образом, как при построении точек для обеденного зала, отмечают точки O_r и P_r для горячего цеха, строят линию смешения P_r – B_r . Определяют энтальпию смеси воздуха, поступающего в горячий цех $I_{n.c.}$. При известном соотношении расходов приточного воздуха в горячем цехе и переточного воздуха через раздаточный проем находят точку п.с. на линии смешения.

Через точку п.с. проводят луч процесса ϵ_r до его пересечения с линией расчетного значения энтальпии в горячем цехе и получают точку B_r , характеризующую параметры воздуха в рабочей зоне горячего цеха.

8 Оборудование системы вентиляции горячих цехов

8.1 Местные отсосы

8.1.1 Местные отсосы различают:

- по назначению (см. 8.1.2),
- принципу работы (см. 8.1.3),
- по конструкции (см. 8.1.5).

8.1.2 По назначению местные отсосы подразделяют на два типа:

- первый тип: предназначены для удаления жира;
- второй тип: предназначены только для удаления горячего воздуха и пара.

Местные отсосы первого типа оснащены жировыми фильтрами и могут быть оснащены системами автоматического пожаротушения (рисунок 16а).

Местные отсосы второго типа (рисунок 16б) и в) используют над моечными машинами либо над кухонным оборудованием, над которым выделяется только пар (например, кипяильники и некоторые котлы).

8.1.3 По принципу работы местные отсосы подразделяют на пассивные и активированные. Активированные отсосы (рисунок 17) отличаются от пассивных использованием приточных струй для локализации и увлажнения кухонных выделений. Активированные местные отсосы (с поддувом внутри зонты) обладают большей эффективностью и работают при меньшем

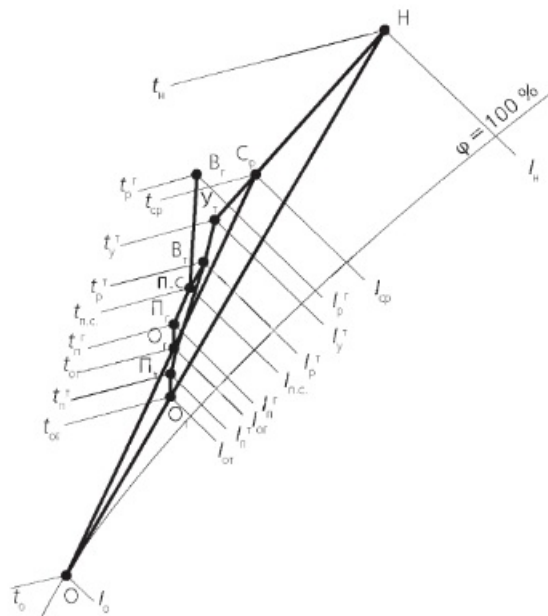


Рисунок 15 — Процесс изменения параметров воздуха в горячем цехе и обеденном зале в теплый период года (вариант 1)

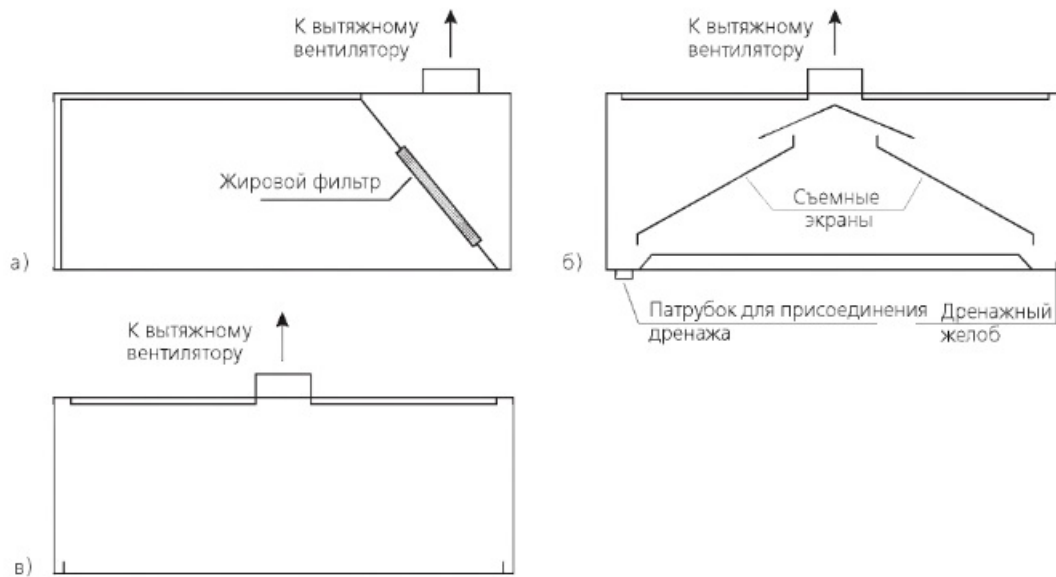


Рисунок 16 – Устройство местного отсоса (в разрезе сбоку):

- а) для удаления воздуха с присутствием жира;
 б) для удаления воздуха с большим содержанием водяного пара; в) для удаления теплоты и запахов

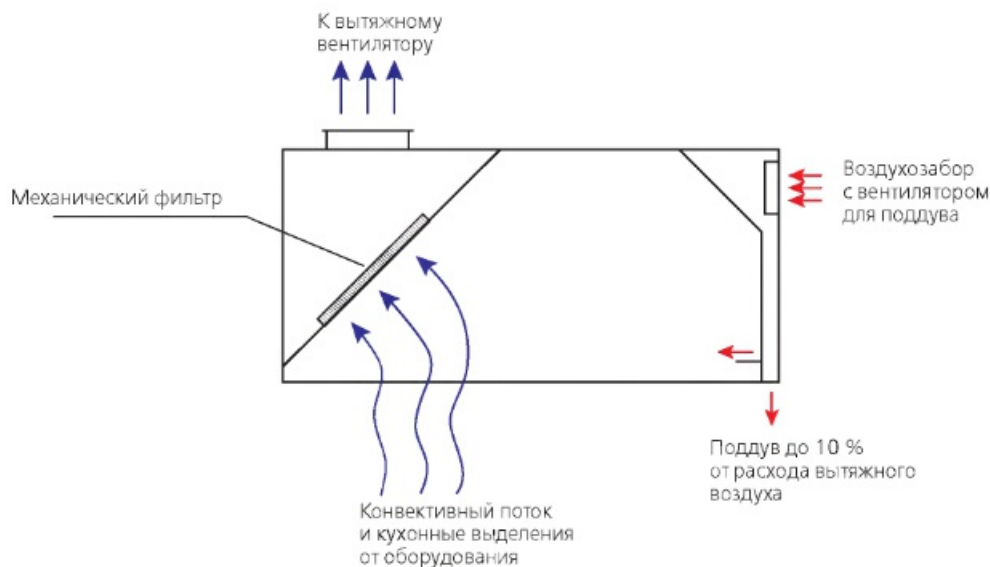


Рисунок 17 – Пример устройства активированного местного отсоса

расходе удаляемого воздуха по сравнению с пассивными зонтами.

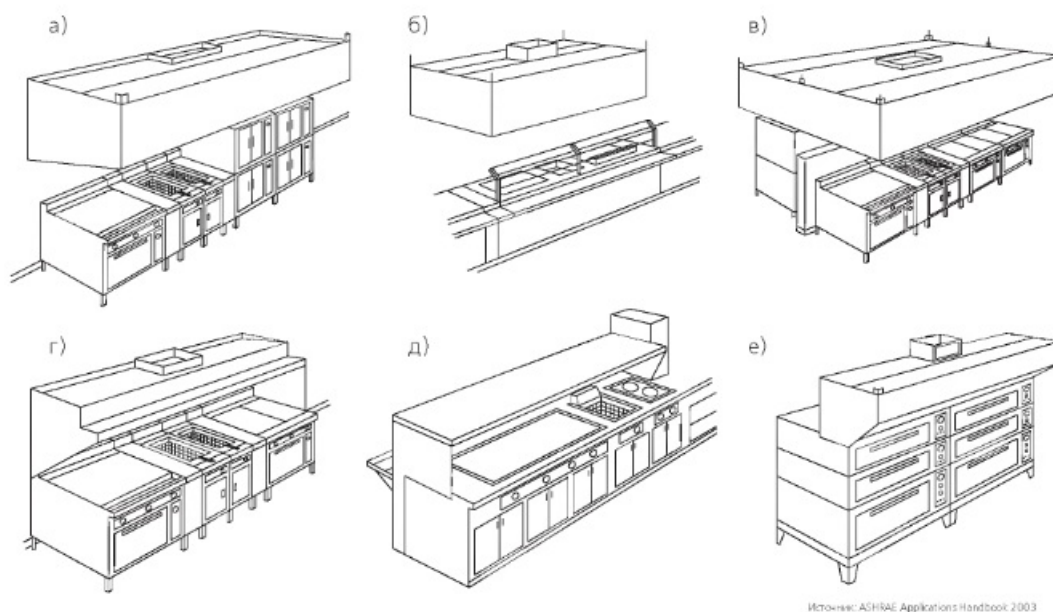
8.1.4 Общий расход воздуха в приточных струях активированного отсоса не превышает 10 % от общего расхода воздуха, удаляемого этим отсосом. При подаче более 10 % от расхода в зонте обратно, в вытяжной зонте, подаваемый воздух начинает выбивать конвективный поток от оборудования за пределы кромок зонта, снижая его эффективность. Источником воздуха

для поддува может служить как наружный воздух, так и внутренний воздух помещения.

8.1.5 В зависимости от конструкции возможны следующие варианты размещения местных отсосов:

– настенный отсос (рисунок 18а), размещают вплотную к стене над одиночным устройством или группой кухонного оборудования, установленного в ряд, оборудуют сплошной вертикальной панелью, закрывающей пространство от задней стенки отсоса до поверхности

Р НП «АВОК» 7.9–2019



Источник: ASHRAE Applications Handbook 2003

Рисунок 18 – Виды местных отсосов:

- а) настенный отсос; б) островной отсос; в) сдвоенный островной отсос; г) отсос-шкаф;
д) отсос-шкаф с верхним доступом; е) отсос-козырек

кухонного оборудования. Габариты настенного местного отсоса превышают габариты кухонного оборудования с фронтальной стороны и по ширине. Наличие стены или задней панели способствует улавливанию отсосом кухонных выделений при движении конвективного потока (поднимающегося над поверхностью кухонного оборудования и несущего кухонные выделения), который настигается на вертикальную поверхность стены, тем самым снижая расход воздуха в восходящем конвективном потоке на уровне отсоса;

– островной отсос (рисунок 18б), отдельно стоящий отсос, расположенный над одиночным устройством или группой кухонного оборудования, установленного в ряд, открытый со всех сторон. Его превышают габариты кухонного оборудования по ширине и длине. Конвективный поток, поднимающийся над кухонным оборудованием, не ограничен какими-либо ограждениями и подвержен влиянию перекрестных потоков воздуха в помещении. Таким образом, островной отсос требует больший по сравнению с настенным отсосом расход воздуха для удаления выделений от кухонного оборудования;

– сдвоенный островной отсос (рисунок 18в), состоит из двух настенных отсосов со смежной задней стенкой, открыт со всех сторон. Его габариты превышают габариты кухонного оборудования по ширине и длине. Отсосы этого типа монтируют над кухонным оборудованием, установленным в два ряда и обращенным задними стенками друг к другу. Сдвоенный отсос может быть оборудован вертикальной панелью, расположенной между рядами кухонного оборудования. При отсут-

ствии панели расход воздуха, удаляемого сдвоенным островным отсосом, соизмерим с расходом воздуха, удаляемого островным отсосом;

– отсос-шкаф (рисунок 18г), устанавливают низко над поверхностью кухонного оборудования, вплотную к стене или оборудуют специальной вертикальной панелью, как правило, оснащают боковыми панелями от зонта до кухонного оборудования, располагают на небольшом расстоянии от поверхности кухонного оборудования. Глубина такого отсоса может быть меньше или равна глубине кухонного оборудования;

– отсос-шкаф с верхним доступом (рисунок 18д), монтируют достаточно низко, что позволяет раздавать приготовленную пищу поверх зонта;

– отсос-козырек (рисунок 18е), монтируют непосредственно на кухонном оборудовании, над его проемом или дверцами;

– струйные вытяжные зонты (рисунок 19), монтируют на высоте 350–450 мм над кухонным оборудованием, что позволяет снизить расход вытяжного воздуха (относительно островных и настенных зонтов), оснащают жировыми фильтрами и системой пожаротушения внутри пелюма над ними. Струйные вытяжные имеют меньшие габариты в плане, чем кухонное оборудование.

8.1.6 Использование шкафных отсосов, зонтов-козырьков или струйных вытяжных зонтов над оборудованием мощностью более 15 кВт не рекомендуется в связи с близким расположением поверхностей жировых фильтров к горячим поверхностям и открытому огню.



Рисунок 19 – Струйные вытяжные зонты

8.1.7 Конструкция местных отсосов и жировых фильтров должна предусматривать их беспрепятственную очистку от кухонных выделений.

8.1.8 Рекомендуемый минимальный вылет местного отсоса за габариты кухонного оборудования для настенных и островных отсосов – 300 мм с каждой стороны (рисунки 20, 21).

В случае настенных отсосов минимальный вылет регламентируется только для фронтальной и боковых

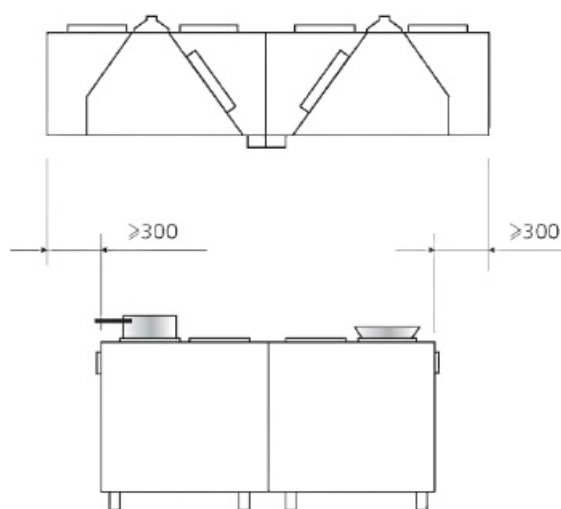


Рисунок 20 – Вылет кромок местного отсоса

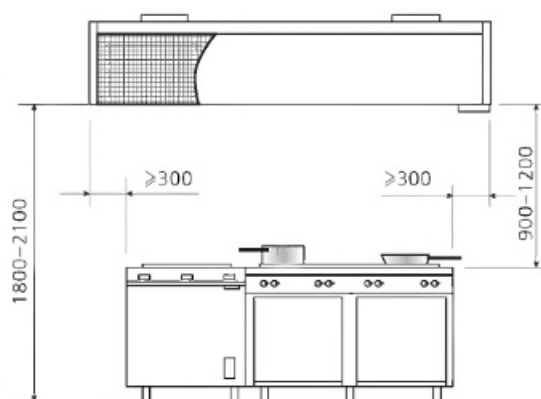


Рисунок 21 – Необходимая высота и вылет кромок островного местного отсоса

сторон, а кухонное оборудование рекомендуется устанавливать как можно ближе к стене.

8.1.9 Вылет зонта над кухонным оборудованием с открывающимися дверьми должен быть не менее 0,4 м со стороны открывающихся дверей. Для отсосов-шкафов и отсосов-шкафов с верхним доступом фронтальный вылет над кухонным оборудованием не регламентируется.

8.1.10 Расстояние от поверхности кухонного оборудования до кромки местного отсоса не должно превышать 1,2 м. При увеличении этого расстояния возрастает требуемый расход воздуха (до 40 % при $z = 1,4$ м). При проектировании общего зонта над вытянутой линией оборудования ($A/B > 2$, где A , B – соответственно длина и ширина) вытяжные отверстия в зонте должны быть с шагом около $2B$ для выравнивания скорости по сечению зонта.

8.1.11 Вылет кромок местных отсосов за пределы фронтальной и задней поверхностей моечной машины конвейерного типа должен составлять не менее 300 мм, а с боковых сторон – не менее 900 мм (рисунок 22). Рекомендуемый минимальный вылет кромок вытяжного зонта над моечной машиной купольного типа составляет 400 мм со всех сторон (рисунок 23). Для обоих типов моечных машин, установленных вплотную к стене, вылет кромок с задней стороны не регламентируется.

8.1.12 Для снижения требуемого расхода вытяжного воздуха или соблюдения требований архитектуры и дизайна некоторые предприятия-изготовители производят местные отсосы по индивидуальному заказу. Местные отсосы, изготовленные по индивидуальному заказу, должны быть сертифицированы и соответствовать всем тем же нормам и требованиям, которые предъявляются к зонтам серийного производства.

8.2 Вентилируемые потолки

8.2.1 Вентилируемые потолки (рисунок 24) аналогично местным отсосам служат для локализации

Р НП «АВОК» 7.9–2019

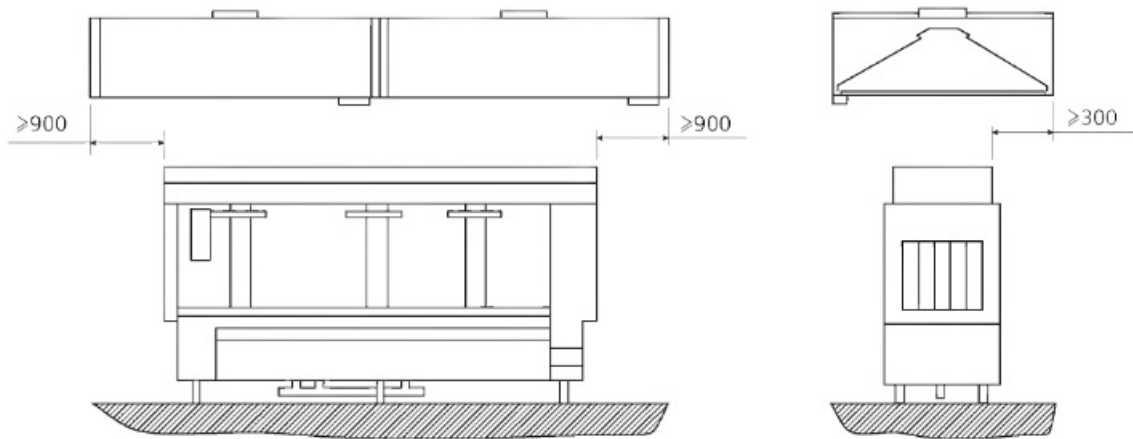


Рисунок 22 – Вылет кромок местного отсоса над моечной машиной конвейерного типа

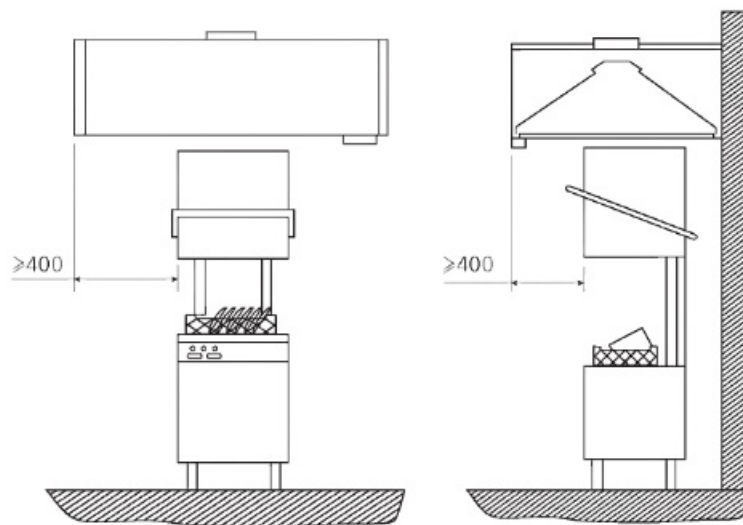


Рисунок 23 – Вылет кромок местного отсоса над моечной машиной купольного типа



Рисунок 24 – Пример вентилируемого потолка

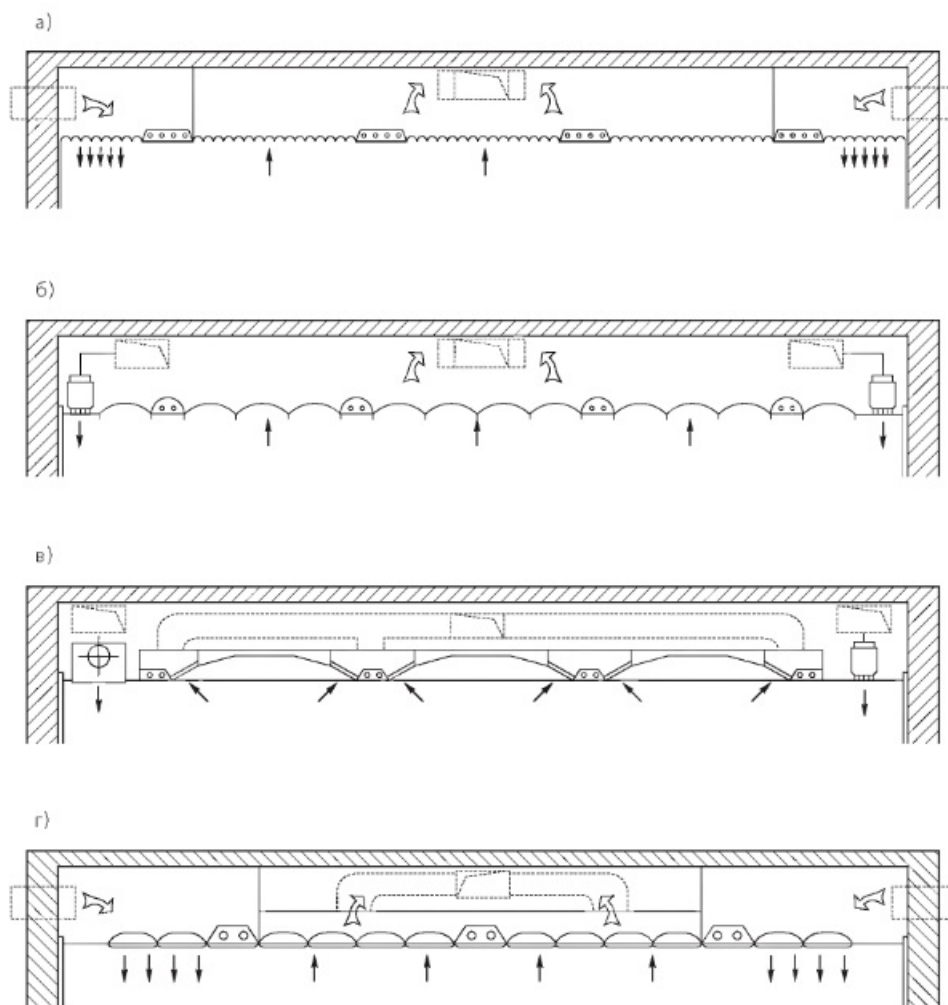
с возможностью свободного изменения расстановки в процессе эксплуатации. Вентилируемые потолки могут быть использованы также в эстетических целях для обеспечения больших размеров свободного пространства.

8.2.2 В вентилируемых потолках могут быть размещены устройства для подачи приточного воздуха. По конструкции вентилируемые потолки бывают двух типов: открытые и закрытые (рисунок 25).

Примечание – Вытяжные потолки закрытого типа предпочтительнее с точки зрения гигиены, могут удалять воздух с высоким содержанием жира, а также могут быть оснащены системой поддува аналогично активированным местным отсосам.

8.2.3 В вентилируемых потолках закрытого типа вытяжные воздуховоды следует присоединять непосредственно к герметичному металлическому вытяжному воздуховоду с жировыми фильтрами для исключения попадания загрязненного воздуха в запотолочное пространство.

и удаления кухонных выделений. Вентилируемые потолки рекомендуется применять в случаях установки большого количества кухонного оборудования при отсутствии конкретной технологии его размещения



Источник: Verein Deutscher Ingenieure VDI 2052–1999

Рисунок 25 – Вентилируемые потолки:

а) открытый вентилируемый потолок со съемными жировыми фильтрами; б) открытый вентилируемый потолок со съемными жировыми фильтрами и желобами для сбора конденсата; в) закрытый вентилируемый потолок с изолированными приточными и вытяжными воздуховодами; г) закрытый вентилируемый потолок с вытяжными воздуховодами и открытой подачей приточного воздуха

В вентилируемых потолках открытого типа вытяжной воздуховод и вентилируемый потолок не соединены металлическим коробом. Вытяжные воздуховоды выводятся непосредственно в замкнутый объем над вытяжными устройствами, образованный стенами и потолком помещения горячего цеха.

8.2.4 Вентилируемые потолки изготавливают из нержавеющей стали или из комбинации нержавеющей стали и алюминия с оксидным или эмалевым защитным покрытием.

Непосредственно над газовым кухонным оборудованием допускается монтаж панелей вентилируемого потолка, изготовленных только из нержавеющей стали.

Жировые фильтры, устанавливаемые в вентилируемых потолках, должны легко очищаться или иметь съемную конструкцию для последующей промывки.

8.2.5 Недостатки открытых вентилируемых потолков:

- не допускается устройство над оборудованием, где кухонные выделения содержат продукты сгорания твердого топлива или пары и частицы жира;
- не рекомендуется по гигиеническим причинам (есть риск загрязнения запотолочного пространства, а также застоя в нем конденсата);
- требует высоких эксплуатационных затрат.

8.2.6 При использовании низкоскоростных воздухораспределителей в вентилируемых потолках рекомендуется соблюдать дистанцию по горизонтали от

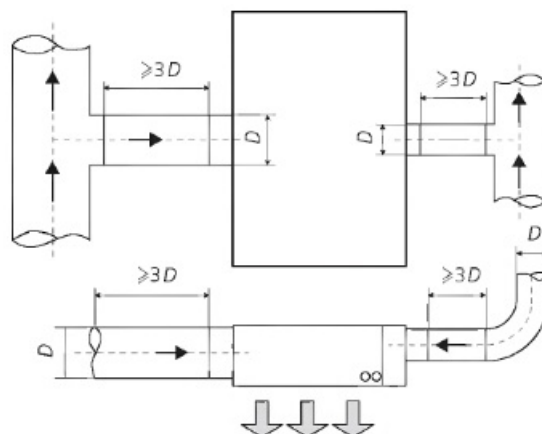


Рисунок 26 – Рекомендованные размеры прямых участков воздуховодов, присоединяемых к приточным устройствам вентилируемых потолков

кромки кухонного оборудования до краев воздухо-распределителей не менее 0,7 м, чтобы не создавать помех конвективным потокам (рисунок 26).

8.2.8 Система локализации вредных выделений в горячем цехе может быть представлена комбинацией вентилируемого потолка и местных отсосов, установленных над отдельными единицами кухонного оборудования (рисунок 27).

8.3 Вентиляторы

8.3.1 Для системы вентиляции горячих цехов с целью удаления воздуха с высокой температурой и концентрацией жира применяют вентиляторы с двигателем, изготовленным в жирозащищенном исполнении или расположенным вне потока вытяжного воздуха.

8.3.2 Вытяжные вентиляторы следует монтировать с учетом наличия свободного пространства для выполнения периодических проверок и очисток.

8.3.3 Приточные и вытяжные вентиляторы допускается размещать на кровле и снаружи здания, с ограждениями для защиты от несанкционированного доступа посторонних лиц. Допускается установка вентиляторов



Рисунок 27 – Пример использования комбинации вентилируемых потолков и местных отсосов

непосредственно в каналах при условии обеспечения соответствующих пределов огнестойкости вентиляторов и каналов или непосредственно в кухонном помещении.

8.3.4 Вытяжной вентилятор для удаления дымовых газов от оборудования, работающего на твердом топливе, допускается размещать:

- на улице;
- в отдельном помещении с ограждающими строительными конструкциями с обеспечением пределов огнестойкости не ниже EI 45;
- непосредственно в кухонном помещении при специальном исполнении вентиляторов.

8.3.5 Во избежание загрязнений и повреждений кровли необходимо устройство организованного сбора и удаления жира с выполнением дренажа из нижней части вентилятора в специальный жиросборный контейнер и обеспечением доступа к сети воздуховодов для их промывки. Как правило, для этого используют вентиляторы с центробежным колесом с загнутыми назад лопатками.

8.3.6 В качестве вытяжных допускается применять крышные вентиляторы с вертикальным выхлопом (рисунок 28), а также радиальные и канальные версии центробежных вентиляторов (рисунок 29) при условии соблюдения требований 8.3.1.

8.3.7 Для предотвращения распространения вибрации необходимо присоединять вентиляторы к сети воздуховодов через гибкие вставки.

8.3.8 На выхлопе радиальных и канальных вентиляторов рекомендуется устройство обратных клапанов с электроприводами, решеток и защиты от дождя, для предотвращения попадания других осадков, птиц или животных в вентиляционную сеть.

8.4 Глушители

8.4.1 При установке в вытяжных системах, обслуживающих помещения для приготовления пищи, следует применять камерные глушители без внутренней облицовки, более устойчивые к вредным выделениям кухни по причине отсутствия в них звукопоглощающего



Рисунок 28 – Крышные вентиляторы с вертикальным выхлопом



Рисунок 29 – Центробежные вентиляторы:
а) радиальный; б) канальный

материала и возможности его загрязнения и потери акустических качеств.

8.5 Жировые фильтры

8.5.1 Жировые фильтры, предназначенные для очистки воздуха, удаляемого местными отсосами и вентилируемыми потолками от частиц жира, а также препятствия попаданию этих частиц в вытяжные воздуховоды, устанавливают:

- в вентилируемых потолках;
- в вытяжном зонте.

8.5.2 Жировые фильтры, поставляемые для установки в системах вентиляции, должны иметь паспорт, содержащий следующую информацию:

- наименование и адрес предприятия-изготовителя;
- разрешительные документы (сертификаты) надзорных органов, действующих на территории Российской Федерации;
- габаритные размеры и масса жирового фильтра;
- название материала, из которого изготовлен жировой фильтр;
- диапазон расхода воздуха (минимальный, максимальный), $\text{м}^3/\text{ч}$;
- аэродинамическое сопротивление жирового фильтра при минимальном и максимальном расходе воздуха, Па;
- эффективность жирового фильтра по задержанию частиц при минимальном и максимальном расходе воздуха. Представляется в форме графика или таблицы – эффективность жирового фильтра

в зависимости от размера частиц при заданных расходе воздуха и сопротивлении воздуха. Эффективность жирового фильтра в диапазоне частиц размером от 5 до 7 мк должна быть не менее 40 % при расчетном расходе воздуха.

Примечание – Эффективность жирового фильтра – величина, определяющая процент частиц заданного размера, задержанных фильтром. Эффективность фильтра устанавливают в результате испытания на стенде с испытуемым фильтром, генератором частиц, счетчиком частиц (как правило, в диапазоне от 1 до 12 мк) и вентилятором, обеспечивающим движение воздуха через фильтр в заданном для испытуемого фильтра диапазоне расхода воздуха. Количество частиц заданного размера измеряют в сечении воздуховода после фильтра по направлению движения воздуха. Замеры производят с фильтром и без него при постоянном расходе воздуха. Допускается замер частиц до и после фильтра. Эффективность фильтра в заданном диапазоне частиц определяют как отношение количества частиц, измеренных с установленным фильтром, к количеству частиц, измеренных без фильтра, или как отношение числа частиц, измеренных до и после фильтра.

8.5.3 Жировые фильтры следует устанавливать под углом к горизонту от 45 до 90° для того, чтобы кухонные выделения, накапливаемые в них, свободно поступали в желоб для сбора жира.

В вентилируемых потолках допускается установка жировых фильтров под углом к горизонту менее 45°, если конструкция фильтра обеспечивает эффективное отведение жира в коллекторы, смонтированные под фильтрами.

8.5.4 Конструкция жирового фильтра должна предотвращать распространение огня от кухонного оборудования к вытяжному воздуховоду. Фильтр должен быть легкоосъемным для периодической очистки или замены.

В вентилируемых потолках допускается использовать несъемные жировые фильтры, если их конструкция обеспечивает постоянный отток собранного жира и накопленные в фильтре выделения не изменяют сопротивление фильтра по воздуху более чем на 20 Па при расчетном расходе воздуха.

8.5.5 Для обеспечения возможности мытья съемных жировых фильтров в посудомоечных машинах габаритные размеры съемных фильтров не должны превышать 500×500 мм. Не допускается установка самодельных жировых фильтров.

8.5.6 Для предотвращения попадания пламени в вытяжной воздуховод и удаления крупных частиц жира из потока удаляемого воздуха в вытяжном зонте устанавливают механические жировые фильтры, состоящие из расположенных в ряд металлических пластин.

Вытяжные зонты, как правило, оснащены специальными пазами для удобной установки и снятия механических жировых фильтров с целью их мойки или замены. Существуют модификации вытяжных зонтов со встроенными несъемными жировыми фильтрами, в таких вытяжных зонтах обычно устраивают дверцы для промывки. Для промывки постоянно закрепленных металлических пластин используют автоматические системы промывки.

8.5.7 Механические жировые фильтры (фильтры лабиринтного типа) изготавливают из алюминия, оцин-

Р НП «АВОК» 7.9–2019



Рисунок 30 – Внешний вид механических фильтров лабиринтного типа из разных материалов: а) алюминий; б) оцинкованная сталь; в) нержавеющая сталь

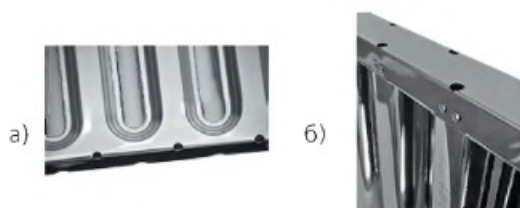


Рисунок 31 – Экранные (лабиринтные) механические фильтры: а) сварная конструкция; б) сборная конструкция

кованной или нержавеющей стали соответствующего типоразмера.

8.5.8 В зависимости от тепловой нагрузки кухонного оборудования применяют:

- алюминиевые механические жировые фильтры (рисунок 30а) над кухонным оборудованием мощностью до 5 кВт.

Примечание – Алюминиевые механические жировые фильтры – самые дешевые и легкие. Потери давления в таких фильтрах обычно составляют 60–320 Па. Срок службы алюминиевых фильтров гораздо меньше, чем у фильтров из других материалов. Сами фильтры неустойчивы к грубым обезжиривающим средствам и подвержены коррозии;

- механические жировые фильтры из оцинкованной (рисунок 30б) или нержавеющей стали (рисунок 30в) над кухонным оборудованием мощностью свыше 5 кВт.

Примечание – Эффективность улавливания жировых частиц механическим фильтром зависит от размера частиц и перепада давления на фильтре. Увеличение перепада давления повышает эффективность фильтра. Механические жировые фильтры имеют малую эффективность улавливания частиц размером менее 6 микрон.

8.5.9 По типу конструкции применяют механические жировые фильтры сварной конструкции (рисунок 31а) или сборной конструкции (рисунок 31б).

Примечание – Механические жировые фильтры сварной конструкции надежнее, но дорогостоящие, чем аналогичные им механические фильтры сборной конструкции.

8.5.10 Для надежной работы механических жировых фильтров температура поверхности фильтров не должна превышать 93 °С. Для обеспечения этого требования в проекте системы вентиляции расчетом следует предусматривать скорость воздуха, проходящего через механический фильтр, в диапазоне от 0,8 до 1,5 м/с.

8.5.11 При соответствующем техническом и экономическом обосновании возможно применение модификаций систем фильтрации, дополняющих стандартные жировые фильтры и повышающих эффективность фильтрации (например, ультрафиолетовые системы фильтрации, системы фильтрации с водяной баней, многоступенчатые жировые фильтры, электрофильтры и др.).

Примечание – Ниже приведены примеры модификаций систем фильтрации:

- многоступенчатый жировой фильтр – устройство, сочетающее в себе несколько видов фильтров. Например, первой ступенью может быть экранный (лабиринтный) фильтр, предназначенный для удаления и слива больших по размеру частиц жира, второй ступенью – сетчатый фильтр из плотного пористого материала (или ячеяковый типа ФяЖ (рисунок 32)), улавливающий мелкие частицы. Не допускается использование сетчатых фильтров как первой или единственной ступени очистки вытяжного воздуха, содержащего кухонные выделения, поскольку такие фильтры быстрее остальных покрываются жиром, изменяют свои аэродинамические характеристики и могут стать причиной пожара;
- электрофильтр – устройство, ионизирующее частицы жира под высоким напряжением, в результате воздействия жир собирается на плоских металлических пластинах. Электрофильтры требуют постоянной очистки. По мере осаждения жира площадь ионизирующей поверхности уменьшается, и эффективность электрофильтра падает. Возможно отключение фильтра из-за скачков напряжения;
- ультрафиолетовые системы фильтрации – ультрафиолетовые лампы используют для расщепления углеродородных молекул, образующих пары и частицы жира. УФ-лучи спектра UV-C обладают высокой энергией. Излучение с длиной волны $\lambda = 265$ нм обладает бактерицидным действием и убивает все бактерии. Лучи с $\lambda = 185$ нм разрушают двухатомные связи в молекулах



Рисунок 32 – Жироулавливающий фильтр ячеякового типа ФяЖ

кислорода. Одноатомный кислород вступает в связь с молекулами кислорода и парами воды, образуя озон O_3 . При этом также возможно образование гидроксильных радикалов OH . Ультрафиолетовые лучи, воздействуя на молекулы органических веществ (в том числе жиров), входящих в состав кухонных выделений, также разрушают двухатомные связи этих молекул. Химические реакции, происходящие под воздействием УФ-радиации, называются фотолизом. В УФ-кухонных отсосах реакция фотолиза происходит в УФ-камере с ультрафиолетовыми лампами, находящейся непосредственно за фильтрами механической очистки. Из УФ-камеры воздух попадает в вытяжной воздуховод, где действие фотолиза прекращается, но продолжается так называемый процесс озонлиза — окисление паров органических веществ озоном O_3 и гидроксильными радикалами OH . Совместный процесс фотолиза и озонлиза получил название «ультрафиолетовое окисление» (УФО). Если бы УФ-окислительный процесс обладал 100 % эффективностью, все органические вещества в кухонных выделениях можно было бы окислить до углекислого газа CO_2 и воды H_2O . К сожалению, создание такой системы не представляется практичным на данный момент из-за ограничений, связанных с габаритами и стоимостью такой установки. Воздействие ультрафиолета также снижает запах вытяжного воздуха. Ультрафиолетовое излучение опасно для зрения, а выделяющийся озон вреден, поэтому ультрафиолетовые лампы нельзя устанавливать открыто. Вытяжной вентилятор обязательно должен работать параллельно с лампами, чтобы озон не распространялся в помещении, при этом рекомендуется отслеживать концентрацию озона во внутреннем воздухе кухни. Лампы необходимо периодически менять. Эффективность фильтрации падает при загрязнении ламп, поэтому их необходимо периодически очищать; — система фильтрации с постоянным мелкодисперсным распылом воды, использует принцип охлаждения и конденсации паров жира. Вода распыляется специальными форсунками в полости местного отсоса, тем самым способствуя конденсации паров жира внутри отсоса и предотвращая накопление жира в вытяжных воздуховодах. Недостатком водяных систем является сложность конструкции, требующая присоединения водопровода и использования насосного оборудования, а также сложность эксплуатации. Эти системы потребляют значительное количество воды, форсунки легко засоряются, особенно при использовании жесткой воды; — карманные и НЕРА-фильтры, удаляют самые маленькие частицы жира путем механической фильтрации. Некоторые специально покрыты активированным углем для удаления запахов. Быстро засоряются при попадании большого количества жира в фильтр. Аэродинамическое сопротивление очень быстро растет, и расход воздуха снижается. Подавляющее большинство таких фильтров одноразовые и очень дорогостоящие; — фильтры из активированного угля, впитывают жир мелкими частицами активированного угля. Подобные фильтры требуют много места и обладают большой массой. В основном одноразовые и дорогостоящие фильтры,

быстро выходят из строя, если перегружены жиром, а также при попадании в них воды.

— фильтр с окисляющими гранулами, борется с мелкими частицами жира путем их окисления и превращения в твердую субстанцию. Эффективны только при значительной протяженности фильтра. Обладают большой массой и высокой стоимостью.

9 Пожарная безопасность

9.1 Вытяжные системы горячих цехов, относящиеся к повышенной категории пожарной опасности, следует проектировать и эксплуатировать с учетом исключения неподконтрольного возгорания газа, твердого топлива и ограничения скопления жира вокруг оборудования, внутри вытяжных зонтов и в воздуховодах.

9.2 Во избежание достижения температуры самовозгорания скоплений жира любые возможные места их скопления должны быть доступны для периодической очистки. Съемные жировые механические фильтры следует очищать ежедневно.

Примечание — Средняя температура самовозгорания животного жира составляет $200^\circ C$, растительного масла — $370^\circ C$.

9.3 Следует выполнять защиту электропроводки от попадания жира, особенно вблизи кухонного оборудования и непосредственно за ним.

9.4 В местных отсосах (в месте присоединения к вытяжному воздуховоду) и над кухонным оборудованием следует устанавливать автоматическую систему пожаротушения.

Автоматическая система пожаротушения может обслуживать не только кухонные поверхности, но также фильтры и воздуховоды. Для определения возможности оснащения вытяжных зонтов системой автоматического пожаротушения в заводской комплектации или выполнения монтажа системы непосредственно на объекте выбранный тип автоматической системы пожаротушения необходимо согласовать с предприятием-изготовителем вентиляционного оборудования.

Проектирование, монтаж, наладку и испытание автоматической системы пожаротушения производят в соответствии со спецификацией предприятия-изготовителя оборудования.

9.5 Не рекомендуется располагать кухонное оборудование, местные отсосы и вытяжные воздуховоды вблизи деревянных конструкций.

9.6 Необходимо устройство отдельной вытяжной системы от оборудования, работающего на твердом топливе.

Если под вытяжным зонтом не размещено оборудование, работающее на твердом топливе, а также нет оборудования, от которого удаляется воздух с содержанием жиров, устройство автоматической системы пожаротушения под этим вытяжным зонтом не требуется.

9.7 Несколько вытяжных зонтов, размещенных на одном этаже, могут быть объединены в одну сеть воздуховодов. Объединенные в одну сеть воздуховодов вытяжные зонты следует располагать в одном помещении либо в смежных помещениях. Автоматическая

Р НП «АВОК» 7.9–2019

система пожаротушения должна быть запроектирована на срабатывание под конкретным вытяжным зонтом, предотвращая распространение пожара на другие местные отсосы и воздуховоды.

9.8 Системы общеобменной вентиляции должны автоматически отключаться при пожаре. Если вытяжной зонт оснащен приточным пленумом, то на воздуховод, присоединяемый к этому пленуму, должен быть установлен пожарный клапан, предотвращающий распространение пожара в приточный воздуховод.

9.9 В качестве реагентов в системах пожаротушения могут быть использованы вода, углекислый газ или специальные химикаты.

Примечание — Как правило, системы пожаротушения с углекислым газом используют редко из-за высокой стоимости и ограниченной способности углекислого газа охлаждать поверхности.

9.10 Химические системы пожаротушения содержат твердый или жидкий реагент. Предпочтение следует отдавать системам с жидким реагентом, поскольку они быстрее охлаждают источник огня и легче удаляются после ликвидации возгорания.

Примечание — При срабатывании системы пожаротушения химический реагент под высоким давлением разбрызгивают над источником огня через сопла, находящиеся в полости местного отсоса над кухонным оборудованием. При контакте реагента с горячей поверхностью, покрытой жиром, образуется пена, поглощающая горячие пары и препятствующая их воспламенению.

9.11 Водяные системы пожаротушения используют при наличии в здании противопожарной спринклерной системы. Спринклеры, рассчитанные на определенную (в соответствии с техническими рекомендациями предприятия-изготовителя кухонного оборудования) температуру срабатывания, монтируют над кухонным оборудованием и присоединяют непосредственно к спринклерной системе здания.

Примечание — Преимуществом этой системы являются практически неограниченный запас воды и легкость очистки после пожара.

Спринклеры располагают таким образом, чтобы затопить очаг пожара тонкораспыленными каплями воды.

9.12 При проектировании автоматической системы пожаротушения должна быть предусмотрена возможность активации данной системы как вручную, так и автоматически. В момент включения системы пожаротушения кухонное оборудование должно быть обесточено и отключено от подачи газа. Вытяжные зонты могут быть оснащены системой оповещения, подающей сигнал работникам кухни, если температура вытяжного воздуха опасно возросла. Если температура вытяжки продолжает возрастать (например, до величины, на 10 °С меньшей порога активации систем оповещения), может быть предусмотрено автоматическое отключение подачи электрической энергии или топлива к тепловому оборудованию кухни.

9.13 Места пересечения трубами стенок вытяжных зонтов должны быть герметичными и не допускать просачивания жира. Механизм активации системы

пожаротушения должен быть взаимосвязан с системой управления вентилятором.

10 Система автоматизации

10.1 Система автоматизации должна выполнять следующие задачи:

- обеспечение работы различных систем в заранее заданном режиме и временном графике;
- автоматическое резервирование оборудования (переключение с рабочего на резервное) по истечении установленной выдержки времени после технологического отказа рабочего оборудования;
- функционирование оборудования по заранее установленному алгоритму;
- отключение систем общеобменной вентиляции при пожаре и включение систем противодымной вентиляции;
- поддержание воздушного баланса по притоку и вытяжке.

10.2 Автоматизация приточных систем должна обеспечивать:

- защиту калорифера от замораживания по температуре обратной воды и температуре воздуха после него;
- регулирование температуры приточного воздуха управлением исполнительного механизма регулирующего клапана на теплоносителе по сигналам датчика температуры приточного воздуха;
- контроль перепада давления на вентиляторе;
- управление двигателем вентилятора;
- контроль работы двигателя вентилятора (по контакту магнитного пускателя);
- управление воздушной заслонкой;
- контроль положения воздушной заслонкой;
- сигнализацию об авариях;
- работу систем в режимах «зима – лето»;
- блокировку работы приточных установок при поступлении сигнала «Пожар» с сохранением работы цепей защиты теплообменника от замерзания.

10.3 Автоматизация вытяжных систем должна обеспечивать:

- контроль перепада давления на вентиляторе;
- управление двигателем вентилятора;
- контроль работы двигателя вентилятора (по контакту магнитного пускателя);
- управление воздушной заслонкой;
- контроль положения воздушной заслонкой (открыта/закрыта);
- блокировку работы вытяжной установки при аварии;
- блокировку работы вытяжной установки при поступлении сигнала «Пожар»;
- сигнализацию об авариях.

10.4 Кухонное оборудование и вытяжные вентиляторы должны быть взаимосвязаны между собой системой автоматизации для исключения возможности работы кухонного оборудования без соответствующей вентиляции.

10.5 Для обеспечения контроля внутреннего климата горячего цеха одним специально назначенным ответственным лицом пульты и панели управления внутренним климатом горячего цеха устанавливаются, как правило, в комнате администрации (управляющего), в то время как датчики параметров климата располагают непосредственно в помещении горячего цеха.

10.6 Необходимо предусмотреть возможность подключения вытяжного вентилятора моечной к панели управления моечной машины через предусмотренные для этого контакты. После подключения при помощи реле времени следует настроить вентилятор таким образом, чтобы он запускался через определенный интервал времени после включения моечной машины.

11 Системы с переменным расходом воздуха

11.1 Существует несколько подходов к реализации систем с переменным расходом воздуха в горячих цехах для снижения затрат в процессе эксплуатации системы вентиляции:

- изменение режимов работы системы по заданному времени (дневной/ночной режим);
- контроль расхода воздуха по температуре вытяжки;
- контроль расхода воздуха по количеству выделяемого кухонным оборудованием дыма и пара;
- контроль расхода воздуха посредством мониторинга температуры поверхностей нагрева кухонного оборудования и активности его использования;
- контроль по прямому сигналу от кухонного оборудования;
- различные комбинации перечисленного выше.

11.2 Производительность вытяжного вентилятора контролируют по показаниям оптического датчика дыма, инфракрасного или температурного датчика. Кухонное оборудование некоторых предприятий-изготовителей можно связать с вытяжными вентиляторами напрямую через встроенные контрольные панели. Параллельно с расходом вытяжного воздуха должно снижаться и количество приточного воздуха.

11.3 При использовании технологий частотного регулирования вентиляторов и интеллектуальных системах автоматического управления вентиляционным оборудованием возможно регулирование расходов приточного и вытяжного воздуха пропорционально изменению нагрузки в течение дня. Установка частотного привода вместе с системой мониторинга активности использования кухонного оборудования позволяет снижать расход воздуха в зависимости от фактической нагрузки, создаваемой кухонными процессами.

11.4 Температурные режимы управления расходом воздуха в вытяжных зонтах следует определять в зависимости от конкретного кухонного оборудования, обслуживаемого вытяжными зонтами. При опре-

делении задаваемых значений температуры следует учитывать фактор изменения параметров внутреннего воздуха в горячем цехе вследствие смены времени года. Контроль расхода воздуха осуществляют по показаниям датчика температуры, расположенного в выхлопном патрубке местного отсоса.

Примечание – Такая система по сравнению с остальными имеет наибольший временной интервал запаздывания изменения расхода воздуха при изменении нагрузки (в отдельных случаях более двух минут). Снижение нагрузки ведет к перерасходу вытяжного воздуха, а рост нагрузки провоцирует утечку теплоты и кухонных выделений в помещении, что негативно отражается на потреблении энергии системами охлаждения.

11.5 Некоторые предприятия-изготовители кухонного оборудования оснащают продукцию программируемыми контроллерами, которые подключаются к общей системе автоматизации и передают данные о степени загрузки кухонного оборудования. В этом случае вентиляторы управляются напрямую по сигналу от кухонного оборудования, что значительно улучшает качество регулирования по сравнению с контролем по сигналу датчиков температуры или оптических сенсоров.

11.6 Системы автоматизации при переменной нагрузке позволяют подключать несколько местных отсосов к одному вентилятору, при этом существуют следующие подходы к реализации системы вентиляции с переменным расходом воздуха:

- удаление равных величин расхода воздуха через все подключенные к данной сети зонты, величина расхода воздуха в данном случае определяется по наибольшей нагрузке под одним из подключенных зонтов.

Примечание – Эффективность таких систем уменьшается с увеличением количества зонтов, подсоединенных к общему вентилятору;

- автоматическая балансировка сети на основе измерения расхода воздуха в выхлопных патрубках, чтобы в каждом зонте расход воздуха соответствовал фактической нагрузке данного зонта. Данное техническое решение позволяет обеспечивать примерно в два раза большую экономию потребляемой энергии по сравнению с одинаковым расходом через зонты, когда к единой сети подключено более трех местных отсосов.

В обоих случаях расход приточного воздуха должен изменяться пропорционально.

11.7 Оборудование подбирают таким образом, чтобы обеспечить продолжительную работу системы вентиляции с переменным расходом воздуха во всех режимах, включая максимальную расчетную нагрузку.

11.8 Для применения систем вентиляции с переменным расходом воздуха в горячих цехах необходимо соответствующее экономическое обоснование.

Приложение А
 (справочное)

Величины тепло- и влагопоступлений от кухонного оборудования

Таблица А.1 – Тепло- и влагопоступления от кухонного оборудования

Кухонное оборудование	Электрическое оборудование и оборудование, использующее пар в качестве теплоносителя						Газовое оборудование					
	Режим работы			Режим работы			нормальный			облегченный		
	нормальный			облегченный			нормальный			облегченный		
	Явные тепловыделения, Вт/кВт	Скрытые тепловыделения, Вт/кВт	Влаговыведения г/ч·кВт	Явные тепловыделения, Вт/кВт	Скрытые тепловыделения, Вт/кВт	Влаговыведения г/ч·кВт	Явные тепловыделения, Вт/кВт	Скрытые тепловыделения, Вт/кВт	Влаговыведения г/ч·кВт	Явные тепловыделения, Вт/кВт	Скрытые тепловыделения, Вт/кВт	Влаговыведения г/ч·кВт
Котел и автоматический котел	35	200	294	25	80	188	100	300	441	75	80	118
Сковорода	40	10	15	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Пароварка	25	200	294	25	0	0	-	-	-	-	-	-
Конвекционная паровая духовка	120	180	265	70	100	147	150	180	265	85	100	147
Сотейник	450	400	588	250	150	220	450	450	630	450	250	368
Сковорода для жарки	330	400	588	200	120	176	350	400	588	250	150	220
Барбекю и гриль	700	175	257	700	175	257	720	200	294	720	200	294
Духовка для жарки и выпекания	350	160	235	250	160	235	350	200	294	250	200	294
Оборудование с горячим воздухом для размораживания продуктов	70	150	220	40	60	88	100	150	220	50	100	147
Автоматическое устройство для жарки и гриля	250	230	338	250	230	338	-	-	-	-	-	-

Продолжение таблицы А.1

Кухонное оборудование	Электрическое оборудование и оборудование, использующее пар в качестве теплоносителя			Газовое оборудование					
	Режим работы			Режим работы			Режим работы		
	нормальный		облегченный	нормальный		облегченный	нормальный		облегченный
	Явные тепловыделения, Вт/кВт	Скрытые тепловыделения, Вт/кВт	Влаговыведения г/ч·кВт	Явные тепловыделения, Вт/кВт	Скрытые тепловыделения, Вт/кВт	Влаговыведения г/ч·кВт	Явные тепловыделения, Вт/кВт	Скрытые тепловыделения, Вт/кВт	Влаговыведения г/ч·кВт
Автоматическая соусница	150	160	235	110	160	235	-	-	-
Фритюрница	90	700	1030	-	-	1030	90	700	-
Автоматическая фритюрница*	50	100	147	-	-	-	-	-	-
То же**	50	550	808	-	-	-	-	-	-
Духовка, плита***	200	80	118	100	50	74	250	100	147
Печь для кастрюль	200	150	220	150	100	147	250	150	265
Микроволновая печь	50	10	15	-	-	-	-	-	-
Водяная ванна для размораживания	125	200	294	-	-	-	195	220	323
Шкаф для горячих блюд	350	-	-	-	-	-	-	-	-
Холодильник (без центрального холодоснабжения)	700	-	-	-	-	-	-	-	-
Кухонный процессор	175	-	-	-	-	-	-	-	-
Конвейер****	1000	-	-	-	-	-	-	-	-
горячих продуктов	125	200	-	-	-	-	-	-	-

Окончание таблицы А.1

Кухонное оборудование	Электрическое оборудование и оборудование, использующее пар в качестве теплоносителя						Газовое оборудование						
	Режим работы			Режим работы			Режим работы			Режим работы			
	нормальный		облегченный	нормальный		облегченный	нормальный		облегченный	нормальный		облегченный	
	Явные тепловыделения, Вт/кВт	Скрытые тепловыделения, Вт/кВт	Явные тепловыделения, Вт/кВт	Скрытые тепловыделения, Вт/кВт	Явные тепловыделения, Вт/кВт	Скрытые тепловыделения, Вт/кВт	Явные тепловыделения, Вт/кВт	Скрытые тепловыделения, Вт/кВт	Явные тепловыделения, Вт/кВт	Скрытые тепловыделения, Вт/кВт	Явные тепловыделения, Вт/кВт	Скрытые тепловыделения, Вт/кВт	Явные тепловыделения, Вт/кВт
холодных продуктов	700	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Раздаточный аппарат для посуды	300	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Автомат для пива и напитков	100	200	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

* С местным отсосом.

** Без отсоса.

*** Значения следует умножить на поправочный коэффициент в зависимости от типа конфорки. Поправочный коэффициент для электрических плит: традиционная металлическая конфорка — 1; индукционная конфорка — 0,35; сплошная стальная плита — 1,3.

Поправочный коэффициент для газовых плит: традиционная конфорка с открытым пламенем — 1; конфорка с закрытым пламенем — 1,2; керамическая конфорка — 0,8.

**** Вся теплота, выделяемая конвейерами, поступает в помещение.

Примечание

- 1 Тепловыделения от кухонного оборудования отнесены к 1 кВт установленной мощности.
- 2 Нормальный режим работы — одновременная, нормальная эксплуатация кухонного оборудования для жарки, варения, приготовления во фритюре, гриля, выпекания и сушения (обычный набор оборудования).
- 3 Облегченный режим работы — в периоды низкой активности с частичной эксплуатацией оборудования для обдавания кипятком, бланширования, оттаивания, разогревания, поддержания теплоты, приготовления при низкой температуре и т.д.
- 4 Для расчета конвективного потока воздуха для устройств кабинетного типа (например, духовой шкаф, где продукт приготавливается в объеме, а не на горячей поверхности) для определения параметра z берут среднюю высоту устройства (в случае духового шкафа h — расстояние от пола до середины объема приготовления пищи (см. рисунок 8)).
- 5 Особенности расчета кухонного оборудования: лопшеварка рассчитывается как кастрюля; скороварка рассчитывается как кастрюля или, если долго используется для приготовления блюд во фритюре, как фритюрница; гриль для курицы рассчитывается как жаровня или паровая конвекционная печь; вращающийся и контактный грили рассчитываются как скороварка.
- 6 Данные приложения А являются справочной информацией, заимствованной из зарубежной практики. При проектировании следует использовать данные о тепловыделениях и объеме удаляемого от оборудования воздуха, предоставленные предприятиями — изготовителями оборудования.

Параметры внутреннего воздуха в помещениях предприятий общественного питания

Таблица Б.1 — Оптимальные параметры внутреннего воздуха для холодного и теплого периодов года

Производственные помещения	Категория работ по уровню энергозатрат, Вт	Холодный период				Теплый период			
		температура воздуха, °С	относительная влажность воздуха, %	температура поверхности, °С	скорость движения воздуха, м/с	температура воздуха, °С	температура поверхности, °С	относительная влажность воздуха, %	скорость движения воздуха, м/с
Обеденные залы, раздаточные, буфеты	IIa	19–21	60–40	18–22	0,2	20–22	19–23	60–40	0,2
Сервизные, бельевые, гардеробные	IIб	21–23	60–40	20–24	0,1	22–24	21–25	60–40	0,1
Цехи: мясной, птицеполевой, овощной	IIб	17–19	60–40	16–20	0,2	19–21	18–22	60–40	0,2
Цехи: горячий, помещение для выпечки кондитерских изделий	IIб	17–19	60–40	16–20	0,2	19–21	18–22	60–40	0,2
Цехи: доготовочный, холодный, рыбный, обработки зелени	IIa	19–21	60–40	18–22	0,2	20–22	19–23	60–40	0,2
Моечные столовой посуды	IIa	19–21	60–40	18–22	0,2	20–22	19–23	60–40	0,2
Моечные кухонной посуды, тары	IIб	17–19	60–40	16–20	0,2	19–21	18–22	60–40	0,2
Административные помещения	Ia	22–24	60–40	21–25	0,1	23–25	22–26	60–40	0,1

Р НП «АВОК» 7.9–2019

Таблица Б.2 – Допустимые параметры внутреннего воздуха для холодного и теплого периодов года

Производственные помещения	Категория работ по уровню энергозатрат, Вт	Диапазон ниже оптимальных величин	Диапазон выше оптимальных величин	Температура поверхностей, °С	Относительная влажность воздуха, %	Для диапазона температур воздуха ниже оптимальных величин не более	Для диапазона температур воздуха выше оптимальных величин не более	Период года
Обеденные залы, раздаточные, буфеты	IIa	17,0–18,9	21,1–23,0	16,0–24,0	15–75	0,1	0,3	Холодный
Сервизные, бельевые, гардеробные	IIб	19,0–20,9	23,1–24,0	15–75	15–75	0,1	0,2	Холодный
Цехи: мясной, птицеголевой, овощной	IIб	15,0–16,9	19,1–22,0	14,0–23,0	15–75	0,2	0,4	Холодный
Цехи: горячий, помещение для выпечки кондитерских изделий	IIб	15,0–16,9	19,1–22,0	14,0–23,0	15–75	0,2	0,4	Холодный
Цехи: дотопочный, холодный, рыбный, обработки зелени	IIa	17,0–18,9	21,1–23,0	16,0–24,0	15–75	0,1	0,3	Холодный
Моечные столовой посуды	IIa	17,0–18,9	21,1–23,0	16,0–24,0	15–75	0,1	0,3	–
Моечные кухонной посуды, тары	IIб	15,0–16,9	19,1–22,0	14,0–23,0	15–75	0,2	0,4	–
Административные помещения	Ia	20,0–21,9	24,1–25,0	19,0–26,0	15–75 <*>	0,1	0,1	Холодный
Кладовые овощей, солений, полуфабрикатов, инвентаря, тары	IIa	17,0–18,9	21,1–23,0	16,0–24,0	15–75	0,1	0,3	Холодный
Обеденные залы, раздаточные, буфеты	IIa	18,0–19,9	22,1–27,0	17,0–28,0	15–75 <*>	0,1	0,4	Теплый
Сервизные, бельевые, гардеробные	IIб	20,0–21,9	24,1–28,0	19,0–29,0	15–75 <*>	0,1	0,3	Теплый
Цехи: горячий, помещение для выпечки кондитерских изделий	IIб	16,0–18,9	21,1–27,0	15,0–28,0	15–75 <*>	0,2	0,5	–
Цехи: дотопочный, холодный, рыбный, обработки зелени	IIa	18,0–19,9	22,1–27,0	17,0–28,0	15–75 <*>	0,1	0,4	Теплый
Моечные столовой посуды	IIa	18,0–19,9	21,1–27,0	15,0–28,0	15–75 <*>	0,1	0,4	Теплый

Окончание таблицы Б.2

Производственные помещения	Категория работ по уровню энергозатрат, Вт	Диапазон ниже оптимальных величин	Диапазон выше оптимальных величин	Температура поверхностей, °С	Относительная влажность воздуха, %	Для диапазона температур воздуха ниже оптимальных величин не более	Для диапазона температур воздуха выше оптимальных величин не более	Период года
Моечные кухонной посуды, тары	IIб	16,0–18,9	21,1–27,0	15,0–28,0	15–75 <*>	0,2	0,5	Теплый
Административные помещения	Ia	21,0–22,9	25,1–28,0	20,0–29,0	15–75 <*>	0,1	0,2	Теплый
Кладовые овощей, солений, полуфабрикатов, инвентаря, тары	IIa	18,0–19,9	22,1–27,0	17,0–28,0	15–75 <*>	0,1	0,4	Теплый

<*> При температуре воздуха на рабочих местах 25 °С и выше максимально допустимые величины относительной влажности воздуха не должны выходить за пределы:
 70 % при температуре воздуха 25 °С;
 65 % при температуре воздуха 26 °С;
 60 % при температуре воздуха 27 °С;
 55 % при температуре воздуха 28 °С.

При температуре воздуха 26–28 °С скорость движения воздуха, указанная в табл. 2 для теплого периода года, должна соответствовать диапазону:
 0,1–0,2 м/с при категории работ Ia;
 0,1–0,3 м/с при категории работ Ib;
 0,2–0,4 м/с при категории работ IIa;
 0,2–0,5 м/с при категориях работ IIб и III.

Р НП «АВОК» 7.9–2019

Таблица Б.3 – Расчетная температура воздуха и кратность воздухообмена

Помещения	Температура воздуха в помещениях в холодный период года, °С	Кратность воздухообмена, ч ⁻¹		Примечание
		приток	вытяжка	
Зал, раздаточная, буфет	16	По расчету, но не менее 3 3		–
Помещение заведующего производством	18	2	–	–
Кабинет директора, контора, главная касса; помещения официантов, персонала, кладовщика	18	1	1	–
Вестибюль, аванзал	16	2	–	–
Помещение дефростации:				
– мяса	8	–	2	–
– птицы	16	–	2	–
Помещения для мучных изделий и приготовления пельменей, отделка кондитерских изделий	16	1	2	–
Мясное отделение	16	3	4	Охлаждение воздуха до +16 °С в летний период
Помещение туалета туш	18	4	6	–
Птицегольбовое отделение	16	3	4	–
Помещение опалки птицы	16	–	1	Местный отсос от опалочных горнов – по заданию на проектирование
Помещение обработки костей	16	3	4	–
Рыбное отделение	16	3	4	–
Моечные инвентаря и тары	16	4	6	–
Помещение начальника цеха	18	2	–	–
Кладовые полуфабрикатной тары	12	–	1	Местный отсос от столов по чистке лука – по заданию на проектирование
Отделение мойки и очистки картофеля и овощей, отделение дочистки и сульфитации, отделение сырого крахмала	18	4	6	
Отделение сухого крахмала	16	3	4	Отсос от сушилки – по заданию на проектирование
Отделение овощных полуфабрикатов	16	3	4	–
Кладовая сухого крахмала	12	–	–	–
Кладовая бисульфита	12	–	–	–
Горячий цех	5	По расчету		–
	(Для расчета отопления)			
Холодное отделение кулинарного цеха	16	3	4	–
Помещение подготовки продуктов и укладки готовой продукции	16	3	4	–

Р НП «АВОК» 7.9–2019

Продолжение таблицы Б.3

Помещения	Температура воздуха в помещениях в холодный период года, °С	Кратность воздухообмена, ч ⁻¹		Примечание
		приток	вытяжка	
Помещение интенсивного охлаждения	16	3	4	–
Отделение разделки и выпечки кондитерского цеха	5 (Для расчета отопления)	По расчету		–
Отделение замеса и разделки теста	16	3	4	–
Отделение расстойки дрожжевого теста	16	–	–	Подогрев воздуха до +35 °С
Помещение отделки кондитерских изделий	16	3	4	–
Отделение приготовления крема	16	3	4	–
Отделение приготовления сиропов и помадок	16	3	4	–
Помещение обработки яиц, яйцебитня	16	3	5	–
Помещение распаковки яиц	16	–	2	–
Помещение просеивания муки	16	2	3	–
Кладовая готовых изделий	12	–	2	–
Кладовая суточного запаса сырья при кулинарном и кондитерском цехах	16	–	1	–
Кладовая овощей	5	–	2	–
Склад картофеля	10	–	1	–
Кладовая сухих продуктов	12	–	2	–
Кладовая упаковочных материалов	12	–	2	–
Моечная и стерилизация кондитерских мешков	18	4	6	–
Помещение для приема и разбора экспедиционной тары	16	–	1	–
Моечная и сушка экспедиционной тары	18	4	6	–
Моечная контейнеров и стеллажей	18	4	6	–
Помещение хранения контейнеров	16	–	1	–
Боксы загрузки (вывоза), дебаркадер	10	По расчету		–
Помещение экспедитора, диспетчерская	20	1,5	1,5	–
Кладовая хлеба	12	–	1	–
Помещение сушки спецодежды	35	–	10	–
Кладовая сухого мусора	–	–	1	–
Санитарно-технологическая пищевая лаборатория	16	1	3	Местный отсос от лабораторного шкафа – по заданию на проектирование
Помещение приема проб	16	1	3	–
Тепловой пункт, бойлерная	20	–	5	–
Насосная водопроводная	10	–	1	–

ЭС НТИ "Техэксперт"

Р НП «АВОК» 7.9–2019

Окончание таблицы Б.3

Помещения	Температура воздуха в помещениях в холодный период года, °С	Кратность воздухообмена, ч ⁻¹		Примечание
		приток	вытяжка	
Машинное отделение фреоновых установок с водяным охлаждением агрегатов	12	3	4	–
То же, с воздушным охлаждением агрегатов	12	По расчету		–
Охлаждаемая камера солений, зелени, овощей	4	4	4	–
Охлаждаемая камера отходов	2	–	10	–

Примечания

- 1 Температуры воздуха в помещениях (кроме охлаждаемых камер) являются расчетными при проектировании систем отопления и вентиляции для холодного и переходного периодов года.
- 2 Температуры воздуха в охлаждаемых камерах следует поддерживать круглосуточно в течение всего года:
 - в камерах для одновременного хранения мяса и рыбы или мясных и рыбных полуфабрикатов – 0 °С;
 - для овощных полуфабрикатов – 2 °С;
 - для хранения всех продуктов (одна камера на предприятии) – 2 °С.
- 3 В помещениях, в которых устанавливаются местные отсосы, указанные в таблице кратности обмена воздуха относятся к общеобменной вентиляции.

Библиография

- | | | |
|-----|---|--|
| [1] | Рекомендации организации Р НП «АВОК» 7.3–2007 | Вентиляция горячих цехов предприятий общественного питания |
| [2] | Санитарно-эпидемиологические правила СанПиН 2.3.6.1079–01 | Санитарно-эпидемиологические требования к организациям общественного питания, изготовлению и оборотоспособности в них пищевых продуктов и продовольственного сырья |
| [3] | Санитарно-эпидемиологические правила СанПиН 2.2.4.548–96 | Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений |



ПРИЛОЖЕНИЕ к Р НП «АВОК» 7.9.–2019

ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ
Инновационные технологии
и оборудование для систем вентиляции
и кондиционирования воздуха помещений
предприятий общественного питания

Предисловие

Настоящее приложение предназначено для инженеров-проектировщиков систем вентиляции и кондиционирования воздуха и специалистов технических служб предприятий общественного питания.

Актуальность темы, ориентированность на практическое применение информации делают настоящее приложение незаменимым для специалистов в области создания и обеспечения комфортных условий внутренней среды в помещениях предприятий общественного питания, гигиены, пожарной безопасности и контроля выбросов с помощью современного инновационного оборудования.

Приложение разработано с участием:

ООО «Аэролайф» 

ООО «Вентарт Групп» 

ООО «Халтон Рус» 

ООО «ФлектГруп Рус» 

Р НП «АВОК» 7.9–2019

Специальная вентиляция VENTART для кухонных зон и горячих цехов на предприятиях общественного питания

Вентиляция в рабочей зоне горячих цехов на предприятиях общественного питания является одним из важнейших элементов в построении комфортных условий.

Системы вентиляции воздуха должны гарантировать своевременное устранение избыточного тепла, влаги, продуктов сгорания из кухонной зоны.

Удаление отработанного воздуха через воздуховод или непосредственно через отверстие в потолке или стене должно осуществляться с помощью вытяжных кухонных вентиляторов с двигателем вне воздушного потока, температурой перемещаемой среды до 120 °С, низким уровнем шума и увеличенной мощностью.

Производительность оборудования подбирается путем расчетов, учитывающих кубатуру кухонной зоны и кратность воздухообмена.

VENTART

noizzless

ruck
VENTILATOREN

AIRONE



Группа компаний VENTART представляет на российском вентиляционном рынке промышленные вытяжные вентиляторы для профессионалов ресторанного бизнеса. Широкий ассортимент вентиляторов и разнообразие функциональных особенностей оптимально подойдут для решения задач в разных по площади кухонных зонах общественного питания.

Первая группа вытяжных кухонных вентиляторов производится в Германии под брендом Noizzless. В нее входят такие модели как MPX, COOK-S, COOK-C. Производительность определенных моделей варьируется до 17 000 м³/ч.

Вторая группа, эконом-класса, производится на российском заводе в г. Люберцы. Бренд носит название AIRONE, вентиляторы КРАВ-Н, ВРПВ-Н, ВРПН-Н.

Все модели кухонных вентиляторов разработаны для применения в различных условиях эксплуатации.

Технические особенности конструкции:

1. Двигатель расположен вне воздушного потока, что обеспечивает оптимальный теплоотвод, и при этом он не загрязняется продуктами вытяжки: жир, копоть.
2. Монтаж подразумевает дальнейшую очистку рабочего колеса от специфических загрязнений.

ШИРОКИЙ СПЕКТР КУХОННЫХ ВЫТЯЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ



COOK-S...F4



COOK-S...EC



COOK-C...F4 TI



MPX...D



КРАВ-Н



ВРПВ-Н



ВРПН-Н

П4

ОЗОНовый ГЕНЕРАТОР – OZART

Перемещаемая среда в вентиляционных каналах горячих цехов на предприятиях общественного питания имеет высокую температуру, содержит запахи, неприятные для окружающих, и микроскопические частички жира. Последнее, в свою очередь, увеличивает опасность возгорания в канале.

Новый уникальный продукт для систем вентиляции в заведениях общественного питания – генератор OZART.

Озоновый генератор выделяет озон в систему вытяжки, который окисляет жир и запах до воды и углекислого газа. Непрореагировавший озон преобразуется обратно в кислород. И поэтому вентиляционные каналы и воздуховоды остаются чистыми, с отсутствием жирового налета.

Генератор OZART позволяет уменьшить интервал очистки воздуховода в десять раз, а также затраты на обслуживание и очистку вентиляционных каналов.

OZART выполнен из нержавеющей стали.

Модельный ряд включает: 10, 20, 30, 40, 50 г озона в час.

Складская программа 2019 года включает модель OZART – 20 g/h при расходе воздуха 3,8 м/мин. Габаритные размеры 260 × 330 × 550 мм.



Вентиляционный канал с жировым налетом – прямая опасность к возгоранию



Вентиляционный канал после 6 месяцев использования генератора OZART

Примеры применения оборудования VENTART на объектах общественного питания

Компания VENTART, специализирующаяся с 2000 года на производстве и поставке вентиляционного оборудования, имеет большой перечень реализованных объектов общественного питания на территории РФ и стран СНГ. Среди них гастрономический центр «Зарядье» (Москва), куда были поставлены вытяжные кухонные вентиляторы.

В 2018 г. были произведены поставки вытяжных кухонных вентиляторов в зону общественного питания ТЦ в г. Салавате и в зону производственного помещения питания в г. Октябрьский.

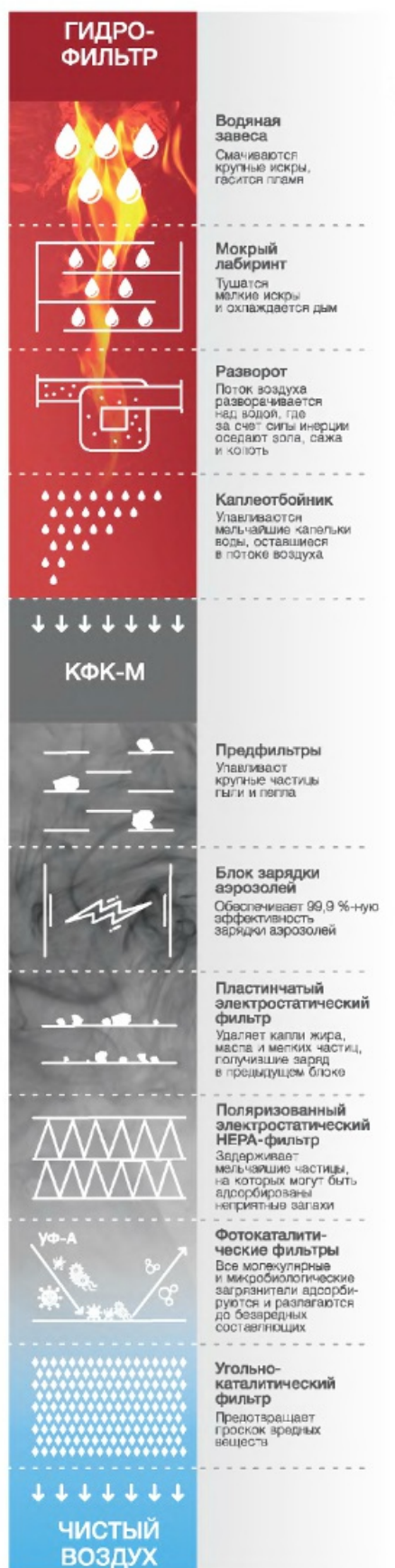
Оборудование в зону производства питания было поставлено для ЗАО «Таджик Кейтеринг Сервис», которая, в свою очередь, является единственной компанией Республике Таджикистан, обеспечивающей бортовым питанием и другими услугами местные и иностранные авиакомпании.

Вытяжные кухонные вентиляторы установлены в популярнейшем итальянском кафе в центре Душанбе «Segafredo». ❖



Вся линейка производимого и поставляемого оборудования VENTART имеет европейские сертификаты качества, а также сертификаты соответствия Таможенного союза и РФ.





ЭС НТИ "Техэксперт"

Система очистки воздуха АЭРОЛАЙФ в вытяжной технологической вентиляции на кухне с открытым огнем

АЭРОЛАЙФ КФК-М – система очистки воздуха, устанавливаемая в вытяжную технологическую вентиляцию на кухнях ресторанов, где используется открытый огонь и установлены печи, работающие на твердом топливе. Благодаря многоступенчатой системе очистки оборудование прекрасно справляется с залповыми выбросами загрязняющих веществ, полностью удаляет из вытяжного воздуха дым, сажу, копоть и все неприятные запахи.

Доказанная эффективность фильтрации воздуха:

- от аэрозолей дыма, сажи и копоти – 99,9 %,
- от органических загрязнителей, в том числе от неприятных запахов – 99 %.

Эти показатели очистки снижают концентрацию загрязняющих веществ ниже порога обнаружения человеческого носа и соответствуют требованиям законодательства СНиП и ГН.

Технология АЭРОЛАЙФ одобрена к применению Роспотребнадзором РФ и имеет положительные заключения СЭС. Столь высокий уровень очистки воздуха дает возможность:

- получить разрешение СЭС на открытие ресторана;
- избежать конфликтов с соседями, штрафов и закрытия ресторана органами надзора;
- вывести вытяжную вентиляцию из кухни в любое удобное место, в том числе на фасад жилого дома на уровне первого этажа;
- открыть ресторан практически в любом помещении, в том числе в жилых домах и на открытых пространствах торговых центров;
- экономить на очистке воздуховодов;
- установить рекуператор, который будет снабжать ресторан теплом из кухни и позволит экономить на отоплении.

ВАЖНО! При установке системы АЭРОЛАЙФ КФК-М на кухнях с открытым огнем настоятельно рекомендуется оборудовать вытяжную вентиляцию гидрофильтром.

Гидрофильтр АЭРОЛАЙФ предотвращает возгорание в воздуховодах. Оборудование тушит искры и снижает температуру выбрасываемого воздуха, а следовательно, обеспечивает пожаробезопасность технологической вентиляции ресторана.

Совместное использование гидрофильтра и системы очистки воздуха **АЭРОЛАЙФ КФК-М** позволит уберечь ресторан от пожаров в воздуховодах, а также полностью очистит выбрасываемый из кухни воздух от всех запахов, дыма, сажи и копоти.

Компания АЭРОЛАЙФ была основана более 20 лет назад для разработки и производства профессиональных высокотехнологичных систем очистки и обеззараживания воздуха. Сегодня оборудование АЭРОЛАЙФ применяется более чем в 1000 ресторанах, кафе и барах.

АЭРОЛАЙФ – это полностью отечественная разработка. В 2015 году в Калужской области был открыт новый высокотехнологичный завод по производству оборудования АЭРОЛАЙФ. Это позволяет не только гарантировать качество и оперативность исполнения заказа, но и решать любые нестандартные задачи. При необходимости может быть изготовлено оборудование с учетом заданного пространства.

АЭРОЛАЙФ понимает специфику рынка HoReCa, знаком с нормативами и требованиями проверяющих инстанций. Специалисты АЭРОЛАЙФ проводят тщательное обследование объекта и подбирают оптимальный вариант системы очистки, проектируют, производят и монтируют под ключ, а также обеспечивают дальнейшее сервисное обслуживание в режиме 24/7.

Знания и опыт АЭРОЛАЙФ позволяют решить любую задачу, связанную с воздухом в ресторане, баре, кафе. ❖

КФК-М и ГИДРОФИЛЬТР

Аэролайф

СИСТЕМЫ ОЧИСТКИ ВОЗДУХА



удаление дыма и запаха



удаление запаха
в обеденном зале



организация выброса
на фасад здания



снижение затрат
на эксплуатацию



снижение энергозатрат



предотвращение возгорания
в воздуховодах

ЭС НТИ "Техэксперт"

+7 (495) 923-27-20

многоканальный

www.kitchen-air.ru



Основные виды оборудования группы компаний FläktGroup для помещений различного назначения на объектах пищевой промышленности

Компания FläktGroup производит достаточно большой ассортимент оборудования, в том числе вентиляционные системы, системы кондиционирования воздуха, системы дымоудаления, холодильные машины. Большая часть производственных площадок располагается в Европе. Оборудование предназначено для помещений различного назначения с разными условиями эксплуатации, в том числе для объектов пищевой промышленности.

Основные типы систем производства



Корпусно-панельные вентиляционные системы для обработки и подачи воздуха



Системы рекуперации для сохранения энергии



Холодильные машины для охлаждения воды/гликоля



Тепловентиляторы с возможностью охлаждения для промышленных зон



Охлаждающие балки – современные передовые системы для создания климата в помещениях



Фанкойлы для создания климата в помещениях



Крышные вентиляторы, вентиляторы дымоудаления



Современные системы вентиляции/дымоудаления для зон парковок

На сегодняшний день проекты объектов пищевой промышленности предъявляют высокие требования к материалам и конструкции климатических систем. Многие помещения требуют абсолютной гигиены, и те же требования предъявляются к климатическим системам.

Документами, регламентирующими гигиенические свойства климатической продукции, являются стандарты VDI 6022, стандарт DIN 1946 (части 2 и 4) и стандарт RLT:

- Стандарт VDI 6022 включает комплекс мероприятий для обеспечения безопасной для человека атмосферы в системах общего назначения. Документ содержит требования к оборудованию для обработки воздуха, к периодичности и последовательности проведения регламентных работ на эксплуатируемом оборудовании для исключения условий, при которых инженерные сети становятся источником опасных микрозагрязнений: газообразных или твердых химических микроэлементов, болезнетворных микробов, грибов.
- Стандарт DIN 1946, равно как и российский свод правил СП 158.13330.2014, разделяет помещения по уровню гигиены и вводит соответствие с классификацией по ГОСТ ИСО.
- Стандарт RLT регулирует требования к корпусам и конструкции вентиляционных систем в обычном и гигиеничном исполнении для производственных помещений.

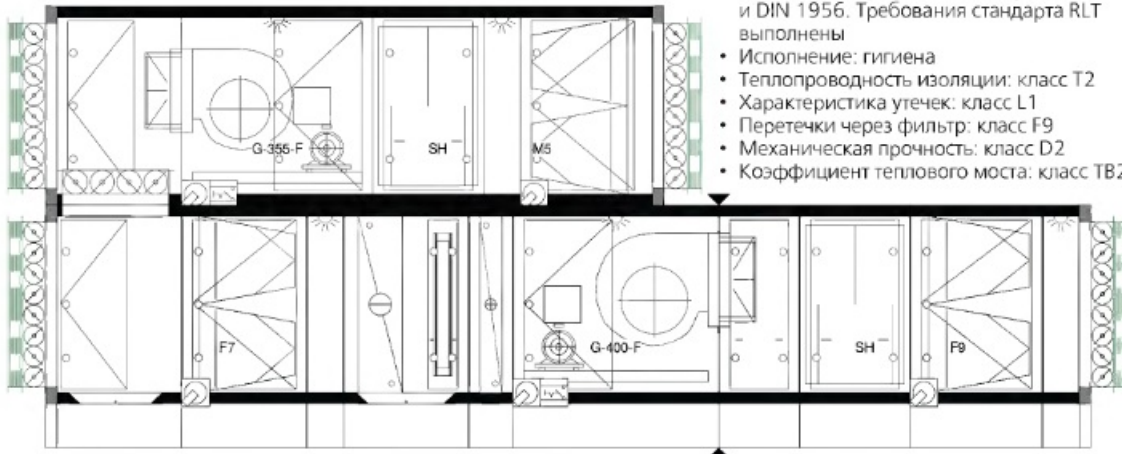
Специалисты группы компаний FläktGroup всегда помогут правильно выбрать тип и конструкцию необходимого оборудования, в том числе в соответствии с требованиями стандарта RLT для производственных помещений и для обеспечения требований к гигиене:

- Все внешние, внутренние боковые и верхние поверхности выполнены из оцинкованной окрашенной стали, алюминия или нержавеющей стали.
- Внутренние поверхности гладкие без выступа рамы и винтов, устойчивые к регулярной санитарной обработке.
- Внутренняя нижняя панель выполнена из нержавеющей стали.
- Тепло- и звукоизолирующий материал панелей должен быть класса огнестойкости А1.
- Все элементы должны быть доступны для обслуживания с двух сторон по ходу движения воздуха или извлекаться через дверь или сервисную панель.
- Смотровые окна и встроенное освещение предусмотрено для контроля вентиляторов, фильтров.
- Максимальные утечки на фильтрах максимум 0,5 % от номинального потока воздуха.

- Соединения с воздуховодами материалом с закрытой ячеистой структурой, без канавок, углублений и складок.
- Жалюзийные клапаны изготовлены из алюминия или нержавеющей стали с зубчатыми колесами вне воздушного потока. Должны быть установлены на всех входах и выходах системы.
- Характеристика герметичности/утечек через корпус по классу L1.
- Характеристика теплопроводности изоляции по классу не ниже Т3.
- Коэффициент теплового моста по классу не ниже ТВ3 для температуры не менее –15,5 °С.

Каркасно-панельные вентиляционные системы серии CAIRplus соответствуют всем вышеперечисленным нормам, стандартам и требованиям.

Характеристика серии CAIRplus для производственных помещений с высоким требованием гигиены



- Модель: CAIRplus. Соответствует VDI 6022 и DIN 1956. Требования стандарта RLT выполнены
- Исполнение: гигиена
- Теплопроводность изоляции: класс Т2
- Характеристика утечек: класс L1
- Перетечки через фильтр: класс F9
- Механическая прочность: класс D2
- Коэффициент теплового моста: класс ТВ2

Все виды производимого оборудования компанией FläktGroup имеют европейские сертификаты соответствия, а также сертификаты соответствия Таможенного союза и РФ. ❖



Вентиляционные решения для кухни Halton Foodservice

Самый широкий диапазон систем для профессиональных кухонь в области вентиляции для сочетания благополучия, долговечности и рентабельности.



Энергоэффективность, гигиена, пожарная безопасность, качество внутренней среды и контроль выбросов — основа высокопроизводительной кухни Halton Foodservice. Данная задача легко решается благодаря широчайшему спектру вентиляционных решений для профессиональных кухонь, от приточно-вытяжных зонтов до приточно-вытяжных вентиляционных установок с рекуперацией тепла и фильтрацией воздуха от запахов, дыма и жира.

Инновационные технологии Halton Foodservice обеспечивают европейский рынок передовыми решениями и позволяют удерживать лидирующие позиции на рынке вентиляции профессиональных кухонь в ресторанах и отелях по всему миру.

Лаборатории и производство расположены в **Германии** (вытяжные потолки), **Англии** (системы очистки и контроля выбросов вытяжного воздуха) и **Франции** (вытяжные зонты и автономная вентиляция).



Halton Foodservice ежегодно реализует более **5000 проектов общественного питания в год**. Длина зонтов, произведенных для этих проектов, соответствует длине 500 футбольных полей.

Более 4 миллионов деревьев в год сохраняется благодаря зонтам Halton Foodservice за счет сокращения энергопотребления.

Уменьшение расхода воздуха от –30 до –40 % от расчетного для стандартных вытяжных зонтов, благодаря запатентованной технологии «улавливающего потока» **Capture Jet™**. Это основное преимущество данной технологии по сравнению с традиционными вытяжными зонтами, снимающими такую же тепловую нагрузку. Но это не единственное преимущество: персонал на кухне получает более комфортные условия труда, а бизнес возврат инвестиций в кратчайшие сроки.





Все мы знаем, как непросто обеспечить эффективную вентиляцию и пожарную безопасность при использовании на кухне мангала, угольных печей, открытого огня. Зонты **Cold Mist On Demand** (холодный туман по требованию) были спроектированы так, чтобы сочетать высокую эффективность улавливания и удержания дыма и тепла с максимальной безопасностью, эффективно снижая выбросы до уровня стандартного кухонного оборудования. При этом экономия составляет до 80 % на потребление воды при создании холодного тумана.

Благодаря широкой линейке **оборудования для вентиляции, очистки и кондиционирования воздуха**, аккредитованного **Eurovent** и специально предназначенного **для вентиляции профессиональных кухонь**, Halton предлагает наиболее эффективные решения для всех этапов систем вентиляции кухни. Приточные и вытяжные установки обеспечивают самые строгие гигиенические требования на профессиональных кухнях, с уважением и заботой о соседях из-за минимального запаха выбрасываемого воздуха.



Оборудование Halton сертифицировано в Европе, на территории РФ, странах Таможенного союза и СНГ ❖



НОРМАТИВНЫЕ ДОКУМЕНТЫ НП «АВОК»

WWW.ABOKBOOK.RU



ЭС НТИ "Техэксперт"

Нормативно-методический отдел НП «АВОК»
Бродач Марианна Михайловна
(495) 621-80-48 ■ brodatch@abok.ru
www.abokbook.ru ■ www.abok.ru



Р НП «АВОК» 7.9–2019

УДК 663/664.02:697.921.4 (083.74)

Ключевые слова: вентиляция, горячий цех, предприятие общественного питания, кухонное оборудование, местный отсос, воздушный баланс

Руководитель проекта *М. М. Бродач*
Редактор *С. В. Миронова*
Ответственный за производство *А. Г. Жучков*
Корректор *Н. А. Шелудякова*
Компьютерная верстка *А. Ю. Ларионов*

Подписано в печать 23.08.2019. Формат 60×84 1/8. Бумага офсетная. Гарнитура Фрисет-С.
Печать офсетная. Тираж 1000 экз.

ООО ИИП «АВОК-ПРЕСС»
127051, Москва, а/я 141, «АВОК-ПРЕСС»
www.abok.ru, www.abokbook.ru, e-mail: book@abok.ru
Тел.: (495) 621-80-48, 621-64-29