

В. Я. ЦОДИКОВ

**ВЕНТИЛЯЦИЯ
И ТЕПЛО-
СНАБЖЕНИЕ
МЕТРОПОЛИТЕНОВ**

В. Я. ЦОДИКОВ

ВЕНТИЛЯЦИЯ И ТЕПЛО- СНАБЖЕНИЕ МЕТРОПОЛИТЕНОВ

ИЗДАНИЕ ВТОРОЕ, ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

73488
/ 55
975



МОСКВА • «НГДРА» • 1975

УДК ⁴⁹625.766.2 : 622.445 : 658.264

4-76



Цодиков В. Я. Вентиляция и теплоснабжение метрополитенов. Изд. 2-е, перераб. и доп. М., «Недра», 1975. 568 с.

В книге рассмотрены методы расчета, проектирования и наладки систем вентиляции, а также теплоснабжения метрополитенов для городов с различными климатическими и гидрогеологическими условиями. Особое внимание уделено методам расчета теплопередачи в грунт и воздухообмена. Эти методы в значительной степени применимы также и для подземных сооружений другого назначения (авто- и железнодорожные тоннели и др.).

Изложена методика аэродинамических расчетов систем тоннельной вентиляции, глушения вентиляторного шума, расчетов воздухообменных завес в порталах тоннелей, входах и выходах вестибюлей, подогрева ступеней лестничных сходов и решеток для очистки обуви.

Даны рекомендации для выбора режима работы тоннельной вентиляции (в зависимости от климатических условий) и результаты экспериментальных исследований тепло- и воздухообмена, глушения вентиляторного шума и аэродинамического сопротивления тоннелей.

Приведены примеры вентиляционных и теплотехнических расчетов тоннелей метрополитенов, проектных решений, сравнение расчетных и экспериментальных данных в аналогичных условиях. Книга предназначена для специалистов, занимающихся проектированием, монтажом и эксплуатацией систем вентиляции и теплоснабжения метрополитенов и подземных сооружений другого назначения, а также может служить учебным пособием для студентов транспортных и строительных вузов.

Табл. 105, ил. 182, список лит. — 78 назв.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Коммунистической партией и Советским правительством уделяется большое внимание благоустройству промышленных центров и развитию городского транспорта. Для этого выделяются крупные средства, материалы, машины и оборудование. Значительно развиваются линии метрополитена в Москве, Ленинграде, Киеве, Баку и Тбилиси. Ведется строительство первых линий метрополитена в Харькове и Ташкенте. Проектируются метрополитены в Горьком, Минске и Новосибирске.

Метрополитен является наиболее совершенным видом городского транспорта, справляющимся с такой интенсивностью пассажиропотока, с которой не способен справиться никакой другой вид городского транспорта. Эксплуатационные показатели метрополитена в значительной степени зависят от эффективности и конструктивного совершенства его систем вентиляции и теплоснабжения, на которые существенное влияние оказывают как интенсивность перевозок по метрополитену, так и метеорологические и гидрогеологические условия города, в котором он расположен.

В связи с этим во втором издании этой книги автором в значительной степени доработаны и по ряду разделов переработаны (по сравнению с первым изданием) обобщенные теории и методики расчетов вентиляции метрополитенов для любых климатических и гидрогеологических условий. Особое внимание уделено методам расчета теплопередачи в грунт и из грунта при вентиляции тоннелей, воздухообмена, охлаждения воздуха в районах с жарким климатом, аэродинамического сопротивления тоннелей, имеющих различную внутреннюю армировку. Эти методы в значительной степени применимы также и для подземных сооружений другого назначения (авто- и железнодорожных тоннелей, кабельных и теплофикационных коллекторов, подземных переходов и др.).

По вопросам теплопередачи в грунт использованы известные работы, проведенные в ВИА им. В. В. Куйбышева.

Методика расчета аэродинамического сопротивления тоннелей составлена автором на основе исследований сопротивления горных выработок, проведенных в Московском, Ленинградском и Днепропетровском горных институтах под руководством акад. А. А. Скочинского, профессоров В. Б. Комарова и Ф. А. Абрамова.

В разработке принципов вентиляции отечественных метрополитенов много сделано заслуженными

деятелями науки и техники профессорами, докторами техн. наук К. А. Ушаковым и П. Н. Смузным, а также инж. А. Х. Поляковым.

Значительный вклад в горную и тоннельную аэродинамику внес докт. техн. наук И. Е. Идельчик, на основе теоретических разработок которого определены аэродинамические сопротивления тоннелей метрополитена, подтвержденные при их проверке на моделях в Днепропетровском горном институте а также в натуральных условиях (испытания ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского и Метрогипротранса).

Движение поезда в железнодорожных тоннелях и тоннелях метрополитена сопряжено с преодолением аэродинамического сопротивления, на что затрачивается 10—35% общей мощности, расходуемой на движение поезда (в зависимости от конструкции обделки, размеров, типа армировки тоннелей, формы поезда). С уменьшением размеров тоннелей мощность, расходуемая на преодоление аэродинамического сопротивления, резко увеличивается.

По сравнению с первым изданием книги во втором издании существенно переработаны практически все главы. Вновь написаны § 6, 7 и 8 главы V, § 8 и 9 главы VI, § 3 главы VIII, § 3, 4 и 5 главы X. Значительно увеличено число примеров расчетов. Приведены более подробные данные натурных испытаний, подтверждающие изложенные в книге теоретические положения.

Приведенные в книге методика расчета аэродинамического сопротивления тоннелей и экспериментальные данные могут быть использованы для типовых расчетов и определения оптимальных размеров тоннелей.

В книге вопросы, требующие продолжения теоретических и экспериментальных исследований.

Для облегчения пользования приведенными в книге методиками расчетов даны примеры расчетов и проектных решений.

Способы глушения вентиляторного шума и шума от движения поездов, рассмотренные в § 5 главы VIII, разработаны проф., докт. техн. наук Е. Я. Юдиным и канд. техн. наук А. С. Терехиным на основе экспериментальных работ в тоннелях метрополитена, проведенных Московским инженерно-строительным институтом им. В. В. Куйбышева при участии Метрогипротранса.

Автор выражает благодарность профессорам, докторам техн. наук Е. Е. Карпису, П. Н. Смузину и И. Е. Идельчику, давшим ценные замечания при подготовке книги к изданию, а также начальнику службы сантехники Московского метрополитена инж. В. Г. Россовскому, оказавшему большое содействие при проведении автором исследований в тоннелях Московского метрополитена.

Все критические замечания и пожелания по содержанию книги автор примет с благодарностью и просит направлять их по адресу: Москва, К-12, Третьяковский проезд, дом 1/19, издательство «Недра».

Глава I **Сооружения и технологическое оборудование метрополитенов**

§ 1. Основная характеристика метрополитена

Городская внеуличная железная дорога, предназначенная обычно для пассажирских перевозок, называется метрополитеном. Внеуличными железными дорогами могут быть специальные почтовые и грузовые, а также транспортные железнодорожные магистрали. Метрополитен способен справиться с такой интенсивностью пассажиропотока, которая значительно превышает возможности любого другого вида городского транспорта.

Метрополитены бывают надземными, наземными и подземными.

Надземный метрополитен располагается на эстакадах. В Советском Союзе надземные метрополитены не сооружаются (за исключением мостовых переходов).

Наземный метрополитен проходит по поверхности земли и, как правило, сооружается на концевых участках надземного или подземного метрополитена, обычно проходящих в периферийных неплотно застроенных или специально спланированных районах города.

Подземный метрополитен в Советском Союзе наиболее распространен. Он обеспечивает решение транспортную проблему города, не нарушая как сложившуюся планировку улиц, так и их внешний вид. Подземные линии метрополитенов сооружаются как открытым, так и закрытым способами: в первом случае тоннель сооружается в открытом котловане (т. е. с нарушением поверхности земли) с последующей его засыпкой, а во втором — без нарушения поверхности земли (обычно щитовым или горным способом). Глубина заложения тоннелей (расстояние от земной поверхности до свода тоннеля) устанавливается в зависимости от гидрогеологической характеристики грунтов и условий городской застройки. Для открытого способа она находится в пределах 5—12 м. При закрытом способе тоннели закладываются на глубине более 8 м. Участки метрополитена с глубиной заложения более 20 м называются участками глубокого заложения. Все выше расположенные участки называются участками мелкого заложения.

Интенсивность движения (размеры движения) метрополитенов определяется их пропускной способностью и вместимостью подвижного состава. Вместимость подвижного состава зависит от вместимости вагонов и их числа в поезде. Предельно допустимая вместимость разных типов вагонов отечественных метрополитенов составляет 270—305 чел. Максимально возможные частота и скорость движения поездов зависят от системы автоблокировки, ходовых качеств и тормозных средств поездов, пропускной способности оборотных устройств на концах линий. Современные отечественные вагоны допускают скорость движения до 90—100 км/ч. Максимальная интенсивность движения для Московского метрополитена в часы «пик» с учетом перспективы применяется до 48 пар 8-вагонных поездов в час, Ленинградского — до 48 пар 6- и 8-вагонных поездов в час, Киевского, Тбилисского, Бакинского, Харьковского и Ташкентского — 40 пар 5-вагонных поездов в час. В первый период эксплуатации интенсивность движения для московского метрополитена в часы «пик» принимается 30—38 пар 6-вагонных поездов в час, Ленинградского, Киевского, Бакинского, Тбилисского, Харьковского и Ташкентского 30 пар 3- и 4-вагонных поездов в час. По мере возрастания пассажиропотока интенсивность движения увеличивается до указанного перспективного значения. Например, в Москве за 40-летний период эксплуатации метрополитена (с 1935 г.) интенсивность движения в часы «пик» в среднем по всем линиям составила 38 пар 6-вагонных поездов в час и только по одной линии она достигла 47 пар 7-вагонных поездов в час.

Расстояние между станциями отечественных метрополитенов, как правило, принимается 0,7—1,5 км (в центре города) и 1,3—3 км (на периферии).

На одном из концов каждой линии метрополитена располагаются тупики для временной стоянки и профилактического осмотра поездов. При этом предусматривается возможность дальнейшего продления линии.

Движение поездов в метрополитенах осуществляется электрической тягой.

Для длительной стоянки поездов, осмотра, профилактики и ремонта при линиях метрополитена сооружаются наземные депо и мастерские, соединяющиеся с линиями метрополитена соединительными тоннелями.

Линии метрополитена также соединяются между собой однопутными тоннелями для возможности перевода поездов с одной линии на другую.

§ 2. Станции, перегонные тоннели и вспомогательные сооружения метрополитена

Сооружения линий метрополитена разделяются на основные и вспомогательные. К основным относятся станции с входными вестибюлями и эскалаторными наклонными тоннелями или лестничными сходами и пересадочными коридорами, перегонные тоннели, тупики с линейными пунктами, оборотные устройства подвижного состава (съезды, соединительные тоннели с депо, соединительные тоннели с другими линиями). К вспомогательным относятся тяговые и понизительные электроподстанции, станционные и перегонные вентиляционные установки тоннельной вентиляции, водоотливные установки (основные и местные), санитарные узлы, депо, мастерские и др.

На станциях метрополитена производится посадка и высадка пассажиров, а также их пересадка на другие линии. Наиболее распространенными на отечественных метрополитенах являются станции с одной островной платформой, расположенной между двумя путями разных направлений одной линии. В Советском Союзе станции наземных линий метрополитенов, как правило, строят открытыми с боков и с навесом над платформой, а также с закрытыми кассовыми залами и служебными помещениями при них. Эти помещения в районах с холодным климатом оборудуются отопительными устройствами. Станции подземных линий метрополитена мелкого заложения, сооружаемые открытым способом, строятся, как правило, из сборного железобетона. Наиболее распространенная трехпролетная конструкция таких станций состоит из среднего тоннеля, боковых тоннелей с посадочными платформами, лестничных сходов или эскалаторов, соединяющих кассовые залы с платформой. Из станций глубокого заложения на отечественных метрополитенах наиболее распространены трехсводчатые станции пилонного типа или с колоннами. В зависимости от гидрогеологических условий они строятся из чугунных или железобетонных тубингов. Платформы этих станций с кассовым залом соединяются эскалатором, расположенным в наклонном эскалаторном тоннеле.

С одного торца станции располагается тягово-понижительная электроподстанция с аккумуляторной (СТП), а с другого — станционная вентиляционная камера тоннельной вентиляции. Подплатформенное пространство станции как глубокого, так и мелкого заложения используется в качестве коллектора для тоннельной вентиляции и кабелей, а также в качестве служебных помещений (в станциях глубокого заложения), а лотковый отсек эскалаторного тоннеля станций глубокого заложения — в качестве вентиляционного канала станционной вентиляционной установки тоннельной вентиляции.

Перегонные тоннели, сооружаемые открытым способом, строятся из сборного железобетона. В отечественных метрополитенах они представляют собой двухпутный тоннель прямоугольного сечения с наружной оклеечной гидроизоляцией, разделенный между путями сплошной перегородкой или колоннами. В настоящее время широко применяются два однопутных железобетонных тоннеля прямоугольного сечения с наружной оклеечной гидроизоляцией, расположенные рядом или на расстоянии друг от друга. Перегонные тоннели глубокого и мелкого заложения, сооружаемые закрытым способом, имеют круглое сечение и обычно бывают однопутными. В зависимости от гидрогеологических условий они строятся из чугунных или железобетонных тюбингов или блоков.

Тупики на концах линий в зависимости от гидрогеологических условий также строятся из чугунных или железобетонных тюбингов или блоков и оборудуются смотровыми ямами и линейными пунктами.

На перегонах между станциями размещаются вентиляционные камеры тоннельной вентиляции, а в пониженных точках трассы — водоотливные камеры.

В местах выхода тоннеля на поверхность сооружается портал, предназначенный для обеспечения устойчивости откосов (лобовой и боковые) предпортальной выемки, отвода воды с лобового откоса и архитектурного оформления входа в тоннель или выхода из него. Порталы строятся из сборного и монолитного железобетона.

§ 3. Электротехнические и санитарно-технические устройства, СЦБ и связь

Электроснабжение метрополитенов осуществляется трехфазным током напряжением 6—10 кВ (от системы городского электроснабжения). От понизительных электроподстанций напряжение подводится к потребителям, расположенным по трассе метрополитена. К ним относятся тяговые электродвигатели поездов, электроприводы эскалаторов, насосов и вентиляторов, водоподогреватели горячего водоснабжения, устройства СЦБ (сигнализации, централизации, блокировки) и связи, электроприборы (для отопления, освещения и др.).

На тяговых электроподстанциях переменный ток напряжением 6—10 кВ выпрямляется в постоянный с понижением напряжения до 825 В и подается на контактный (токоведущий) рельс, расположенный с левой стороны тоннеля по ходу поезда. Через токоъемники вагонов ток поступает к тяговому электродвигателю. С 1965 г. на тяговых подстанциях отечественных метрополитенов вместо ртутных выпрямителей применяются более экономичные (как по капитальным, так и по эксплуатационным затратам) кремниевые

выпрямители. Для остальных силовых нагрузок на понизительных электроподстанциях высокое напряжение понижается до 380 В, а для освещения — до 220 и 127 В.

При децентрализованной системе электроснабжения, широко применяемой в последнее время на отечественных метрополитенах, на станциях сооружаются совмещенные тягово-понижительные подстанции (СТП), от которых ток поступает ко всем потребителям, входящим в зону обслуживания данной СТП.

При централизованной системе электроснабжения тяговые подстанции сооружают на поверхности. Они питают участки контактного рельса, объединяющие несколько станций. Понижительные же электроподстанции для силовых нагрузок и освещения располагаются по трассе метрополитена.

Сооружения метрополитена, расположенные ниже земной поверхности, оборудуются системой самотечных и напорных водоотливных устройств. Вода, поступающая в тоннели, по трубам и лоткам, проложенным с соответствующим уклоном (самотечная система водоотлива), направляется в приемные резервуары (зумпфы) водоотливных установок, из которых насосами она перекачивается на поверхность в систему городского водостока. На станциях и пристанционных сооружениях самотечная система водоотлива направляет воду к местным водоотливным установкам, откуда она насосами перекачивается в общую систему водоотлива перегонных тоннелей или непосредственно в основные водоотливные установки. В перегонных тоннелях с жестким основанием между рельсами сооружаются лотки, а в тоннелях с балластным основанием — чугунные колодцы, соединенные между собой трубами. В стенках колодцев сделаны отверстия, через которые вода из балласта поступает в колодец.

Система водоснабжения метрополитена питается от городского водопровода через вводы, прокладываемые во входах станций, и иногда от местных артезианских скважин, расположенных при станциях. Артезианские скважины устраиваются в качестве резерва к вводам от городского водопровода в случае его недостаточной надежности, а также для охлаждения воздуха в машинных помещениях эскалаторов и тягово-понижительных подстанций. Системы водоснабжения станций соединены между собой трубами, прокладываемыми по перегонным тоннелям.

Вестибюли и станции оборудуются фекальной канализацией для санитарных узлов, душевых и медпунктов. Отопление вестибюлей, а также горячее водоснабжение для хозяйственно-бытовых целей и мытья полов (на станциях и в вестибюлях) осуществляется от системы городского или районного теплоснабжения, а в отдельных случаях — от системы электроснабжения станций. При расположении санитарных узлов, душевых и медпунктов на поверхности фекальные жидкости сбрасываются самотеком в городскую систему канализации. В случае расположения санитарных узлов, душевых и медпунктов ниже поверхности земли фекальные

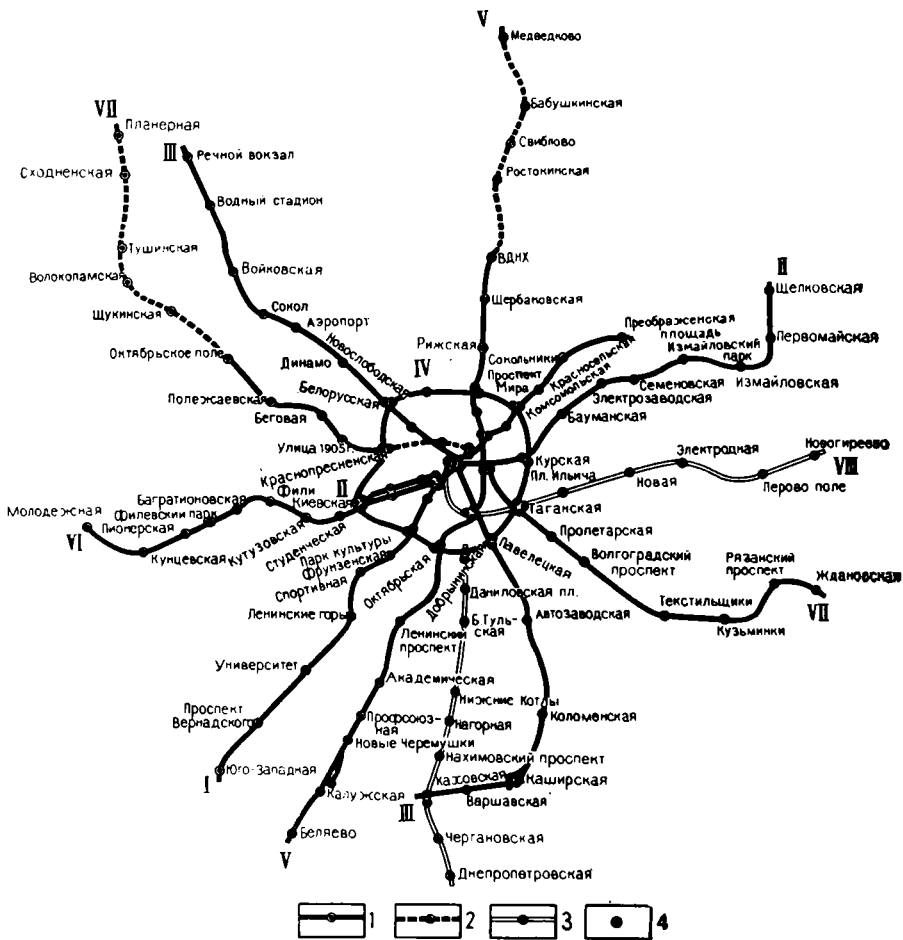


Рис. 1.1. Схема линий Московского метрополитена:

I, II, III, IV, V, VI, VII, VIII — соответственно Кировско-Фрунзенская, Арбатско-Покровская, Горьковско-Замоскворецкая, Кольцевая, Калужско-Рижская, Арбатско-Филевская, Ждановско-Краснопресненская, Калининская линии; 1, 2, 3 — соответственно действующие, строящиеся и проектируемые линии; 4 — станции

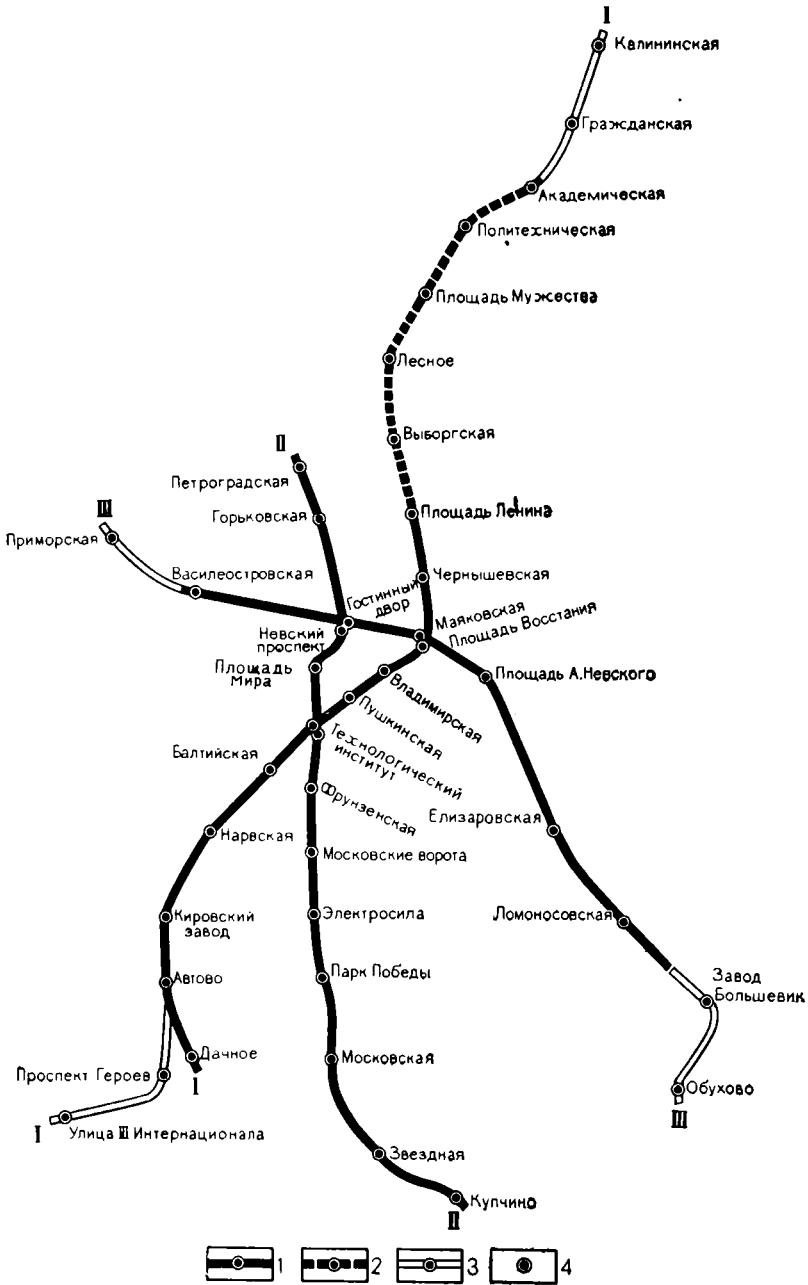


Рис. 2.1. Схема линий Ленинградского метрополитена:

I, II, III — соответственно Кировско-Выборгская, Московско-Петроградская, Невско-Василеостровская линии; 1 — действующие линии; 2 — строящаяся линия; 3 — проектируемые линии; 4 — станции

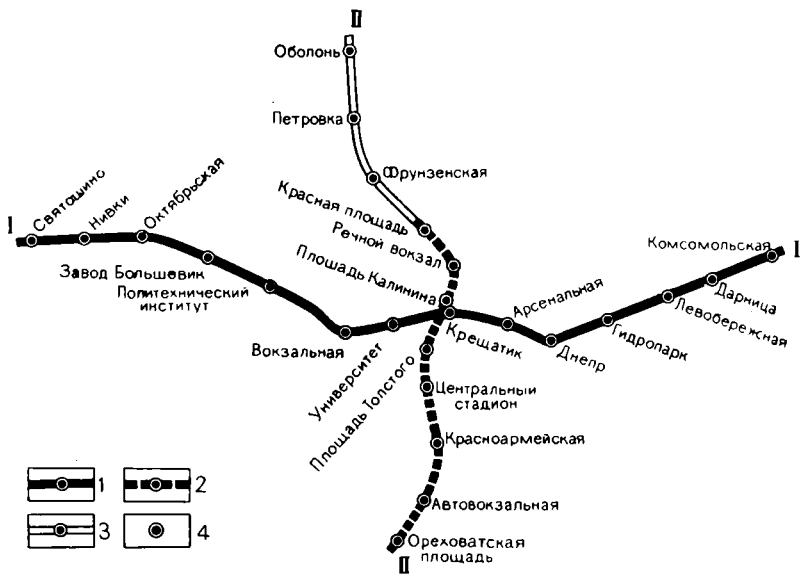


Рис. 3.1. Схема линий Киевского метрополитена:
 I, II — соответственно Святошино-Броварская и Куреневско-Красноармейская линии;
 1, 2, 3 — соответственно действующая, строящаяся и проектируемая линия; 4 — станции

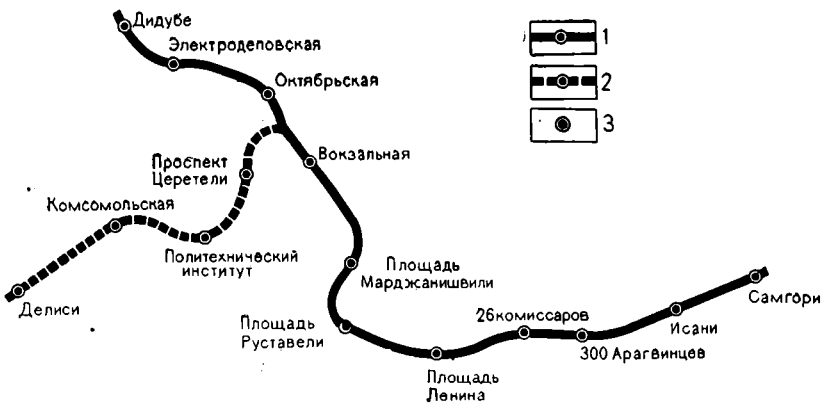


Рис. 4.1. Схема линий Тбилисского метрополитена:
 1, 2 — соответственно действующая и строящаяся линии; 3 — станции



Рис. 5.1. Схема линий Бакинского метрополитена:
 1, 2, 3 — соответственно действующая, строящаяся и проектируемая линии; 4 — станции

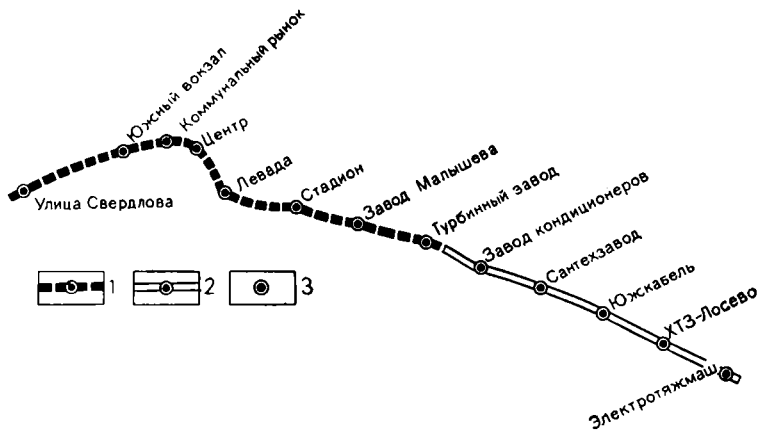


Рис. 6.1. Схема строящейся линии Харьковского метрополитена:
 1, 2 — соответственно строящийся и проектируемый участки; 3 — станции

жидкости от них поступают самотеком в приемные фекальные баки, из которых они перекачиваются фекальными насосами в городскую канализацию.

Станции, перегонные тоннели, пристанционные и притоннельные сооружения оборудуются вентиляционными устройствами.

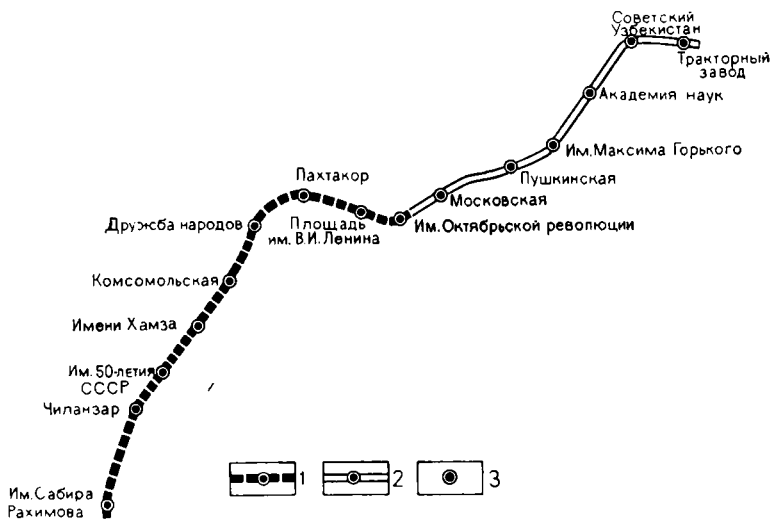


Рис. 7.1. Схема строящейся линии Ташкентского метрополитена: 1, 2 — соответственно строящийся и проектируемый участки; 3 — станции

Отдельные помещения пристанционных и притоннельных сооружений в соответствующих климатических условиях отапливаются.

Все линии метрополитена оборудуются устройствами СЦБ и связи, обеспечивающими безопасность движения электропоездов.

§ 4. Основные показатели метрополитенов Советского Союза

В Советском Союзе строительство метрополитенов начато в 1932 г. В 1935 г. вступила в эксплуатацию первая линия Московского метрополитена Кировско-Фрунзенского диаметра строительной длиной 11,3 км с 13 станциями.

На начало 1975 г. метрополитены эксплуатируются и продолжают строиться в Москве, Ленинграде, Киеве, Тбилиси и Баку. Кроме того, метрополитен сооружается в Харькове и Ташкенте. Схемы линий существующих и строящихся метрополитенов Советского Союза показаны на рис. 1.1, 2.1, 3.1, 4.1, 5.1, 6.1, 7.1, а характеризующие их данные — в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Показатели	Метрополитен						
	Москов-ский	Ленин-градский	Киевский	Тбилис-ский	Бакин-ский	Харьков-ский (строи-щийся участок)	Ташкент-ский (строи-щийся участок)
Число линий	8	3	1	1	1	1	1
Строительная длина ли-ний, км	158,3	47,8	18,9	13,1	16,3	10,4	11,9
Эксплуатационная длина линий, км	152,1	44,7	18,2	12,0	15,8	9,8	11,3
Число станций	97	29	14	11	10	8	9
Среднее расстояние между станциями, км	1,65	1,7	1,4	1,2	1,76	1,4	1,4
Частота движения на 1974 г., пар поездов в час	30—47	34	30	24	24	30	30
Расчетное число вагонов в поезде	8	6—8	5	5	5	5	5
Расчетная длина плат-формы станции, м	156	156—120	100	100	100	100	100
Эксплуатационная ско-рость (наибольшая), км/ч	45,4	42,8	38,4	38,1	39,6	40,5	40,5
Система тоннельной вентиляции	Продольная, принудительная, ре-версивная, с перегонными и станцион-ными шахтами, без охлаждения	Продольная, принудительная, ре-версивная с перегонными и станцион-ными шахтами, без охлаждения	Продольная, принудительная, ре-версивная, с перегонными и станцион-ными шахтами, без охлаждения	Продольная, принудительная, ре-версивная с перегонными и станцион-ными шахтами, без охлаждения	Продольная, принудительная, ре-версивная, с перегонными и станцион-ными шахтами, без охлаждения	Продольная, принудительная, ре-версивная с перегонными и станцион-ными шахтами, с охлаждением при максимальном развитии движения	Продольная, принудительная, ре-версивная, с перегонными и станцион-ными шахтами, с охлаждением с пер-вого периода эксплуатации
Средняя кратность воз-духообмена в теплый период года:							
по расчету для пер-спективного раз-вития	7,8	5,4	4,7	4,4	4,6	5,7	5,9
по эксплуатацион-ным * данным 1974 г.	5,3	2,8	3,0	2,9	3,4	—	—
Средний воздухообмен на 1 м длины трассы в теплый период года, м ³ /ч:							

Продолжение табл. 1.1

Показатели	Метрополитен						
	Московский	Ленинградский	Киевский	Тбилисский	Бакинский	Харьковский (строющийся участок)	Ташкентский (строющийся участок)
по расчету для перспективного развития	280	200	172	160	170	316	220
по эксплуатационным * данным 1974 г.	190	110	110	105	125	—	—
Средний удельный расход электроэнергии, на тягу, кВт/ткм	0,048	0,052	0,054	0,058	0,056	—	—
Год открытия первой линии	1935	1955	1960	1966	1967	—	Намечается в 1977 г.

* Уменьшение значений воздухообмена по сравнению с расчетными объясняется меньшими размерами движения.

Глава II Гигиенические основы вентиляции метрополитенов

§ 1. Влияние качества воздуха и метеорологических факторов на самочувствие людей и сохранность оборудования

Состояние воздушной среды влияет на самочувствие пассажиров метрополитена, на здоровье и работоспособность обслуживающего персонала, а также на сохранность технологического оборудования. Чистый атмосферный воздух приземного слоя состоит в основном из смеси азота, кислорода и незначительного количества водяных паров (до 5% массы воздуха) и ничтожного количества инертных газов. Основные физические константы атмосферного воздуха и входящих в его состав газов приведены в табл. 1. II. Воздух может быть загрязнен газами и парами, несвойственными чистому атмосферному воздуху, а также микроорганизмами (в результате воздействия различных производств и жизнедеятельности организмов). Технология различных производств, климатическая особенность отдельных районов (большие испарения влаги, сильные ветры) и некоторые почвы (например, лёссовые почвы Средней Азии и почвы сухих степей в районе Волгограда и Магнитогорска) могут явиться причиной загрязнения воздуха жидкими и твердыми частицами аэрозолей в виде тумана, облаков, пыли и дыма неорганического и органического происхождения.

Аэрозолями (или аэродисперсными системами) называются системы газообразной средой и твердой или жидкой дисперсной фазой.

Как правило, приведенный в табл. 1. II состав газовых компонентов воздуха бывает постоянным, и требуется значительное его изменение, чтобы он стал опасным для здоровья или в какой-то мере отрицательно влиял на самочувствие людей. Например, самочувствие людей может заметно ухудшиться при объемном содержании кислорода в воздухе менее 17% и более 23%, а углекислого газа — двуокиси углерода более 1% (при длительном нахождении в такой атмосфере).

Таблица 1.11

Газ	Молекулярная масса	Содержание в воздухе, %		Плотность (кг/м ³) при давлении 760 мм рт. ст. и температуре		
		по объему	по массе	-25° С	0° С	+20° С
Воздух	28,98	—	—	1,424	1,293	1,205
Кислород O ₂	32,0	20,95	23,10	—	1,429	1,331
Азот N ₂	28,02	78,08	75,60	—	1,251	1,165
Аргон Ar	39,94	0,932	1,286	—	1,784	1,662
Неон Ne	20,18	0,0018	0,0012	—	0,900	0,838
Гелий He	4,0	0,0005	0,00007	—	0,178	0,166
Криптон Kr	83,7	0,000108	0,0003	—	3,739	3,483
Ксенон Xe	131,3	0,000008	0,00004	—	5,890	5,487
Водород H ₂	2,02	0,00005	0,0000036	—	0,090	0,084
Углекислый газ CO ₂	44,0	0,030 *	0,046	—	1,977	1,842

* Для промышленных центров — от 0,04 до 0,45 [32].

При большом содержании углекислого газа (CO₂) в воздухе замкнутых помещений может наступить потеря сознания у людей, что иллюстрируется нижеприведенными опытными данными, полученными во Франции [43]:

Объемная концентрация CO ₂ в воздухе помещения, %	2	3	5	5,2	5,5	6	10 и более
	Промежуток времени, после которого наступит потеря сознания у человека, ч	6—7 (дни)	72	36	24	8	0,7

Исследования, проведенные в Советском Союзе, показывают, что эти данные несколько занижены. Взрослый человек в среднем значительно дольше противостоит воздействию CO₂.

О пригодности воздуха в закрытых жилых и общественных помещениях для дыхания судят по объемному содержанию в нем CO₂. Объясняется это тем, что хотя CO₂, выделяемый организмом в результате его жизнедеятельности, сам лишь косвенно отрицательно влияет на организм при довольно значительном содержании его в воздухе, он уже при небольшом его содержании сигнализирует о наличии в воздухе других всегда ему сопутствующих вредных примесей, выделяемых живыми организмами в количестве, приводящем к непригодности воздуха для дыхания. Кроме того, для определения процентного содержания CO₂ в воздухе требуется менее сложная аппаратура, чем для определения других вредных примесей, содержащихся в воздухе.

На самочувствие, здоровье и работоспособность людей влияют и такие метеорологические факторы, как температура, относительная влажность, барометрическое давление и скорость движения воздуха.

В результате окисления пищи, потребляемой человеком, образуется тепло, поддерживающее температуру тела человека почти на постоянном уровне. При этом количество тепла, выделяемого организмом, зависит от физической и психической нагрузки. Передача тепла человеческим организмом в окружающую среду может происходить теплопроводностью, конвекцией, излучением (радиацией), а также испарением пота с поверхности тела и влаги с поверхности легких.

Благодаря идеальной терморегуляции человеческого организма и его защитным реакциям эти виды теплопередачи при сохранении суммарного количества тепла, передаваемого организмом во внешнюю среду, количественно перераспределяются между собой (в зависимости от состояния внешней среды). При температуре воздуха, равной или выше нормальной температуры человеческого тела (около 36°C), и относительной влажности воздуха, близкой к 100%, исключается нормальная передача тепла человеческим организмом. В качестве защитной реакции организм человека повышает температуру тела для обеспечения передачи тепла теплопроводностью и конвекцией, что может привести к тепловому удару. При таком состоянии воздушной среды и наличии близко расположенных холодных поверхностей (экранов) передача тепла человеческим организмом без нарушения его нормальной деятельности (вследствие лучепрозрачности воздуха) осуществляется радиацией. О значении радиации для организма можно судить по величине передаваемого ею тепла, которое для обычных комфортных условий воздушной среды составляет 43,8—59,1% передаваемого организмом тепла [43].

Большое влияние холодных поверхностей на ощущение человека, находящегося от них на расстоянии до 2 м, доказано экспериментами. При температуре поверхности ограждения, равной $+10^{\circ}\text{C}$, и резком повышении температуры воздуха в опытной камере до $+40^{\circ}\text{C}$ состояние людей, находящихся в покое, было удовлетворительным. Наилучшее состояние людей было при температуре воздуха $+40^{\circ}\text{C}$ и температуре поверхности ограждения $+14^{\circ}\text{C}$ [44].

Примерное распределение теплоотдачи телом человека, не производящего физической работы, близко соответствующее условиям пассажиров метрополитена и обслуживающего персонала, находящегося в рабочих помещениях метрополитена*, показано на рис. 1.П, из которого видно, что при низкой температуре теплоотдача телом человека происходит главным образом

* А. К. Андриевский. Обобщенное решение некоторых вопросов панельного отопления. Минск, Изд-во АН БССР, 1957.

теплопроводностью, конвекцией и излучением, а при температуре выше $+30^{\circ}\text{C}$ — испарением.

Влияние холодных поверхностей на самочувствие человека приобретает особое значение в подземных сооружениях метрополитена, так как поверхности тоннеля, соприкасающиеся с грун-

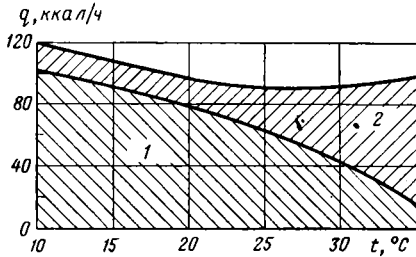


Рис. 1. II. График зависимости теплопередачи q телом человека, не производящего физической работы, от температуры t воздуха в помещении:

1 — теплопередача излучением и конвекцией; 2 — теплопередача испарением

том, как поверхности тоннеля, имеют более низкую температуру, чем наружные стены сооружений, расположенных на поверхности. Поэтому длительное пребывание обслуживающего персонала вблизи холодных поверхностей тоннелей при недостаточно высокой температуре воздуха вызывает усиленное теплоизлучение организма и неприятное ощущение, что может привести к простудным заболеваниям. Если не принимать специальных мер по утеплению поверхностей, граничащих с грунтом, условиям комфорта в помещениях подземных сооружений будет соответствовать более высокая температура воздуха, чем на поверхности земли.

Движущийся воздух интенсифицирует теплопередачу и испарение влаги с поверхности кожи, значительно облегчая самочувствие человека при высокой температуре и высокой относительной влажности воздуха.

Чем больше скорость движения воздуха, тем больше увеличивается ощущение человеком прохлады, а при определенных условиях наступает ощущение холода или озноба. Как показали опыты, скорость движения воздуха при его высокой температуре ($+30^{\circ}\text{C}$) и высокой относительной влажности (80—90%) не должна превышать 4 м/с. Скорость движения воздуха более 5 м/с оказывает на человека раздражающее влияние [43].

Одному и тому же ощущению тепла и холода может соответствовать неограниченное число комбинаций температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в помещениях, а также температуры поверхностей (экранов), способствующих передаче тепла лучеиспусканием. Наиболее благоприятные для человека условия в каждом отдельном случае при различных значениях температуры относительной влажности и скорости движения воздуха можно оценить приблизительно по известной номограмме эквивалентно-эффективной температуры воздуха, составленной на основе наблюдений, проведенных над нормальными одетыми людьми, находящимися в состоянии покоя [15]. Эта номограмма заимствованная из иностранных источников, составлена на основе статистической обработки результатов наблюдений

над сравнительно молодыми, здоровыми людьми в специальной камере, в которой не было устройств для исследования радиационного теплообмена между людьми и ограждающими конструкциями, что особенно важно для подземных сооружений. Поэтому этой номограммой следует пользоваться с учетом поправок на климатические, этнографические особенности различных районов СССР, на интенсивность и тяжесть труда, психическую нагрузку, характер, одежду людей и радиационные условия.

Опыт эксплуатации отечественных и зарубежных метрополитенов показывает, что на самочувствие пассажиров и работоспособность обслуживающего персонала в метрополитене существенно влияют гигиенические условия, а также состояние воздушной среды и микроклимата в тоннелях [32]. На основании проведенных исследований [32] установлено, что вредностями в метрополитене являются тепло, влага и двуокись углерода (CO_2), выделяющиеся в тоннелях от людей, работающего оборудования и движения поездов, а также различные газы, которые могут проникать в тоннель с наружным (вентиляционным) воздухом, из грунтов, коммуникаций, пересекающих тоннели и рядом с ними расположенных (газопроводы, фекальные канализации и др.). Кроме того, вредностями метрополитена является пыль, образующаяся в тоннелях и поступающая туда с вентиляционным воздухом, масляный туман и микробиологическая обсемененность воздуха. Особое значение имеют состояние ионизации воздуха и шум от работающего оборудования. В последующих главах излагается методика количественного определения лимитирующих вредностей и мероприятий по борьбе с ними способом вентиляции.

Температура и относительная влажность воздуха во всех сооружениях метрополитена также существенно влияют на сохранность (безаварийность и продолжительность работы) его технологического оборудования и примененных в нем архитектурно-отделочных материалов.

Относительная влажность воздуха более 75% и его температура выше 35° С неблагоприятно сказываются на сохранности электро-технического и связистского оборудования в обычном исполнении и требуют осуществления специальных мероприятий (изложенных ниже) для обеспечения надежности его работы при этих параметрах воздушной среды. Параметры воздушной среды, являющиеся оптимальными для пассажиров и обслуживающего персонала, а также для сохранности оборудования и архитектурно-отделочных материалов, приведены в приложениях 5 и 6, а также в работе [45].

§ 2. Ионизация воздуха

Помимо химических и метеорологических факторов, определяющих качество воздуха и вследствие этого отражающихся на самочувствии и работоспособности людей, установлено, что на

качество воздуха также существенное влияние оказывает и его электрическое состояние — ионный состав. Ионы атмосферного воздуха, называемые аэроионами, бывают двух полярностей — отрицательной (—) и положительной (+). По своей подвижности они условно разделяются на легкие ($n+$; $n-$), средние и тяжелые ($N-$; $N+$). Легкие и средние ионы состоят из единичных газовых молекул, а также из нескольких молекул. Тяжелые ионы — это ионы, осевшие на взвешенные в воздухе материальные частицы (аэрозоли). Предполагают, что аэроионы отрицательной полярности в воздухе — это аэроионы кислорода воздуха [63]. Процесс ионизации воздуха заключается в отрыве от атома любого элемента одного или нескольких периферийных электронов с последующей группировкой вокруг такого электрона нейтральных атомов, что приводит к образованию отрицательных ионов. Положительные ионы образуются из атома, лишённого электрона и присоединившего к себе нейтральные атомы.

Источниками ионизации атмосферы, под воздействием которых происходит отрыв электронов от атомов, являются радиоактивные вещества, находящиеся в земной коре, воде и воздухе, космические лучи, нейтронные потоки и ультрафиолетовые солнечные лучи (в верхних слоях атмосферы), фотоэлектрический эффект Гальвакса — Столетова, баллоэлектрический эффект (ионообразование при разбрызгивании воды), электрические разряды в атмосфере (молнии, разряды на вершинах гор и др.), трение частиц о твердую поверхность вследствие пылевых и снежных бурь, разнообразные химические реакции и металлургические процессы.

Основной характеристикой иона является его заряд. Наименьшая величина заряда, соответствующая заряду электрона, составляет $4,803 \cdot 10^{-1}$ электрических единиц [34].

Масса носителей электричества обуславливает их подвижность, т. е. приобретенную скорость передвижения в электрическом поле при градиенте потенциала 1 В/см. Легкие, средние и тяжелые ионы различаются по их подвижности.

Легкие ионы характеризуются подвижностью 1—2 см²/с·В и состоят из групп молекул, несущих один электрический заряд.

Средние ионы характеризуются подвижностью 0,001—1,0 см²/с·В. Природа их и воздействие на организм еще не выяснены. Поэтому ионный состав воздуха принято пока характеризовать наличием легких и тяжелых ионов.

Тяжелые ионы характеризуются подвижностью 0,0003—0,001 см²/с·В и представляют собой комплексы большого количества молекул также с одним элементарным зарядом [34].

Отношение числа положительных аэроионов к отрицательным ($K = N+ / N-$; $K = n+ / n-$) называется коэффициентом униполярности. Для наружного воздуха коэффициент униполярности $K \approx 1,2$.

Наблюдения, проведенные гигиенистами [34, 63], показывают весьма благоприятное влияние на жизнедеятельность человеческого организма легких (особенно отрицательных) ионов. Уменьшение их количества отрицательно сказывается на самочувствии людей. Обычно перед грозой, как правило, преобладает положительная ионизация. В этих случаях большинству людей воздух кажется давящим (тяжелым). После прошедшего дождя преобладает отрицательная ионизация и самочувствие людей становится приятным и легким [77].

Ионный состав воздуха помещений существенно зависит от материала ограждающих конструкций этих помещений, их отделки и мебелировки. Установлено, что железобетонные конструкции и искусственные материалы, применяемые в зданиях, вызывают уменьшение количества отрицательных ионов и ухудшение самочувствия людей.

Опыты по воздействию ионов различной полярности и их количества на самочувствие людей были поставлены Х. Бахом [77], который получил следующие результаты. Бедный ионами воздух в помещении воспринимался большинством испытуемых как тяжелый. Преобладание положительных ионов вызывало ощущение духоты. При обогащении воздуха ионами обеих полярностей он воспринимался как легкий и свежий. Преобладание отрицательных ионов придавало воздуху характер весьма легкого и прохладного.

Наблюдениями установлено, что в подземных сооружениях при большом количестве воздуха, подаваемого на одного человека (более $50 \text{ м}^3/\text{ч}$), и его безукоризненном качестве по газовому составу и метеорологическим показателям, но при отсутствии в воздухе или малом количестве (менее 50 в 1 см^3) легких аэроионов отрицательной полярности наблюдается более быстрая утомляемость здоровых людей при длительном их пребывании в этой атмосфере, чем людей, находящихся на поверхности в условиях наличия в воздухе достаточного количества (более 100 в 1 см^3) легких аэроионов отрицательной полярности.

В промышленных городах, помещениях с большим скоплением людей, метрополитенах, на вокзалах, станциях, в вагонах и особенно в атмосфере, загрязненной табачным дымом, резко уменьшается число легких аэроионов и увеличивается число тяжелых, что сопровождается ухудшением самочувствия людей. В качестве примера в табл. 2. II, приведены данные о содержании числа легких аэроионов в 1 см^3 воздуха для разных местностей [8, 34].

Наряду с естественным ионообразованием в атмосфере происходят процессы ионоуничтожения, что уравнивает число ионов в атмосфере. К процессам ионоуничтожения относится воссоединение (рекомбинация) ионов (противоположно заряженные ионы, притягиваясь друг к другу, образуют нейтральную систему, не влияющую на электропроводность воздуха), их диффузия (проникновение из мест их большей концентрации к местам меньшей

Таблица 2.11

Место наблюдений	Число легких аэроионов		Место наблюдений	Число легких аэроионов	
	отрицательных	положительных		отрицательных	положительных
У водопада около Ташкента	16000—37900	1700—2900	Магеста	1281	1214
У горной речки на курорте Шахимардане	20642	3313	Кисловодск Сочи Сестрорецк (около Ленинграда)	1106 1067 1574	1260 1270 1360
На некотором отдалении от этой речки	2005	1505	Москва Ленинград	200 150	600 200

концентрации) и адсорбция (оседание ионов на твердых или жидких аэрозолях, находящихся в воздухе). Поэтому в городах, на промышленных предприятиях и в помещениях с загрязненным различными аэрозолями воздухом происходит процесс быстрого уменьшения количества легких аэроионов. С целью повышения содержания аэроионов в воздухе в настоящее время разработаны аппараты для образования искусственным путем легких отрицательных и положительных ионов. В зависимости от принципа, положенного в основу их работы, они называются радиоактивными электрическими аэроионизаторами и гидроаэроионизаторами. Последние копируют естественный баллоэлектрический эффект получения гидроаэроионов. Эти аппараты успешно используют для лечебных целей, так как действие ионизации на человеческий организм в лечебных целях хорошо изучено. В гигиенических же целях эти вопросы изучены недостаточно. Рядом исследователей установлено положительное действие легких аэроионов отрицательной полярности на очистку воздуха от пыли и бактериальной загрязненности [44]. Ионизация воздуха в гигиенических целях может быть применена только после выработки режимов и создания соответствующих нормативов, регламентирующих условия ее использования.

Вентиляционные установки влияют следующим образом на состав и количество ионов в воздухе [43]. Ватные и бумажные фильтры полностью задерживают аэроионы. При прохождении воздуха через металлические водяные калориферы теряется 20—25% легких ионов. При нагревании воздуха электрическими калориферами с температурой на поверхности не более 100° С наблюдается увеличение концентрации легких ионов. Значительное увеличение концентрации легких ионов (в основном отрицательных) наблюдается

при пропуске воздуха через водяные форсуночные камеры кондиционеров, работающих с проточной водой. Увеличение концентрации ионов положительной полярности наблюдается при пропуске воздуха через форсуночные камеры, работающие с рециркуляционной водой.

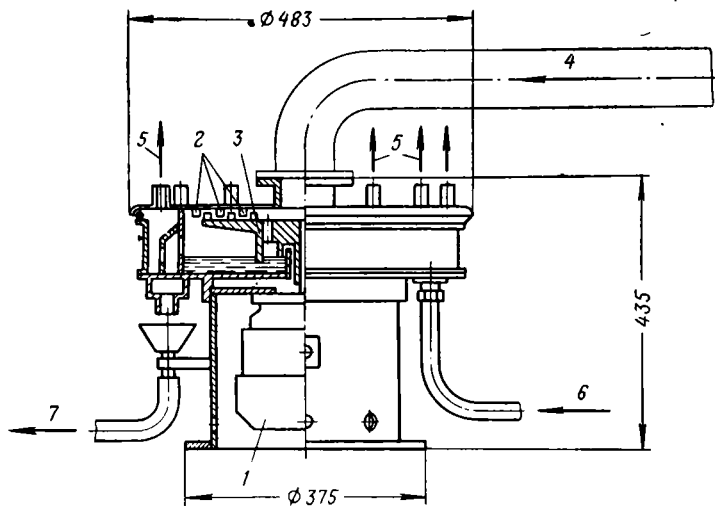


Рис. 2.И. Гидроаэроионизатор АМ-1 конструкции акад. А. А. Микулина: 1 — электродвигатель; 2 — неподвижные лопасти; 3 — крыльчатка; 4 — вход воздуха; 5 — выход воздуха; 6 — подача воды; 7 — слив воды

Попытки устройства искусственной ионизации воздуха в централизованных установках с распределением его по помещениям до настоящего времени были неудачными из-за сильного поглощения легких ионов распределительными воздуховодами (в особенности металлическими). При длине металлического воздуховода 3 м происходит полная деионизация воздуха.

Подземные сооружения (метрополитены), значительно удаленные от внешней атмосферы, а следовательно, и от источников естественного образования легких (в особенности, отрицательной полярности) аэроионов, нуждаются в обогащении ими воздуха главным образом для улучшения условий труда обслуживающего персонала. В связи с этим Метрогиротрансом под руководством акад. А. А. Микулина разработан гидроаэроионизатор АМ-1 (рис. 2.И) для обогащения воздуха, подаваемого на станции метрополитена, легкими ионами отрицательной полярности. Образование ионов в гидроаэроионизаторе основано на раздроблении воды, поступающей под действием центробежной силы на диск (вращаемый электродвигателем мощностью 1 кВт) и отбрасываемой на отражатель. Для обеспечения чистоты воды, что важно при образовании легких ионов отрицательной полярности, вода

в гидроаэроионизатор поступает из водопровода и сливается в водосточную систему станции. Гидроаэроионизатор рассчитан для установки в системе вентиляции производительностью 150—200 тыс. м³/ч воздуха. Для обогащения такого количества воздуха легкими ионами он должен подавать в воздушный поток $15 \cdot 10^9$ легких ионов. Гидроаэроионизатор АМ-1 был испытан в апреле 1960 г. на станции глубокого заложения московского метрополитена. Для испытаний он был установлен в подплатформенном канале станции непосредственно у приточной вентиляционной камеры (рис. 3. II). В процессе испытаний воздух в количестве 153 000 м³/ч подавали только на одну половину станции (по продольной оси) при работе одного вентилятора. Обогащенный ионами воздух по подплатформенному вентиляционному каналу и через вертикальные каналы в пилонах станции и жалюзийные решетки, установленные в них, поступал на станцию. Испытания производились ночью при отсутствии движения поездов. Как показали замеры, снаружи перед вестибюлем в воздухе содержится очень мало легких ионов, а на станции легкие отрицательные ионы отсутствуют (табл. 3. II). При включении гидроаэроионизатора АМ-1 на станции очень быстро увеличивалась концентрация легких, преимущественно отрицательных, ионов и стабильно поддерживалась во все время его работы. При прохождении ионизированного воздуха вдоль бетонного подплатформенного вентиляционного канала от точки А до точки Г (на расстояние около 100 м) концентрация легких отрицательных ионов уменьшилась в 2 раза. При работе гидроаэроионизаторов относительная влажность воздуха сохранялась постоянной (около 60%). Испытания подтвердили возможность поддержания гидроаэроионизатором АМ-1 устойчивой концентрации легких отрицательных ионов, значительно превосходящей концентрацию ионов в наружном воздухе. Однако следует иметь в виду, что при реверсивной системе тоннельной вентиляции ионизация воздуха централизованной установкой на станции может быть применена только в теплое время года, так как приточный воздух на станцию подается только в теплое время года, а в холодное время года — на перегон. Учитывая незначительное время пребывания пассажиров на станции (3—5 мин) и резкое падение (до первоначального уличного) содержания ионов в воздухе перегонных тоннелей и в вагонах, ионизировать воздух для пассажиров по всей вероятности нецелесообразно. Обслуживающий персонал на платформе станции малочисленный. Он в основном находится на рабочих местах в различных служебных помещениях метрополитена и кабинах машинистов поездов. Поэтому высказываются предположения о целесообразности установки ионизаторов меньшей производительности непосредственно в помещениях и местах длительного пребывания обслуживающего персонала с целью более эффективного (без потерь) воздействия ионизации на людей. К сожалению, до настоящего времени не разработаны санитарные нормы ионизации воздушной среды для

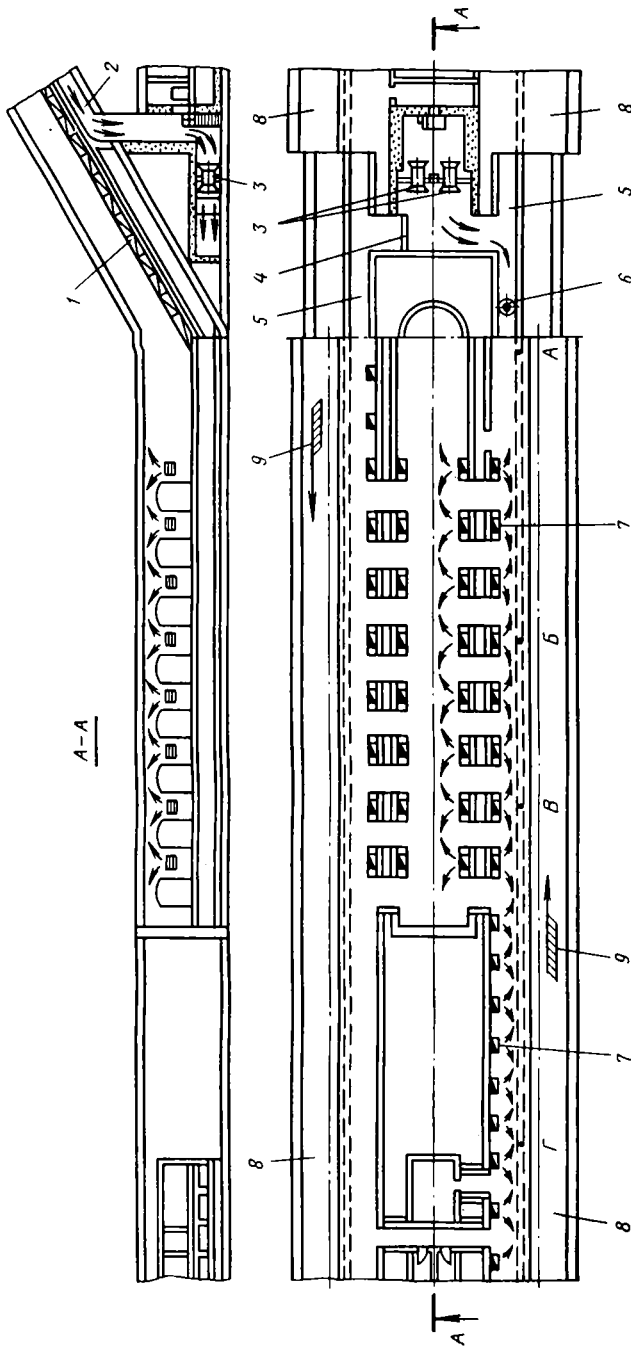


Рис. 3.11. Схема станции глубокого заложения:

1 — эскалаторный наклонный тоннель; 2 — вентиляционный отсек; 3 — осевой вентилятор; 4 — временная (на период испытаний) перегородка; 5 — подплатформенный вентиляционный канал; 6 — гидроаэроионизатор АМ-1; 7 — вертикальные вентиляционные каналы с жалюзиными решетками; 8 — путевые тоннели; 9 — направление движения поездов; стрелками показано направление движения воздуха, подаваемого при испытаниях гидроаэроионизатора

Таблица 3.11

Место замера	Число легких ионов в 1 см ³ воздуха		Коэффициент униполярности	Число тяжелых и средних ионов в 1 см ³ воздуха		Коэффициент униполярности	Примечание
	n-	n+		N-	N+		
Снаружи перед вестибюлем станции	86	43	0,5	5300	4000	0,75	Исследование наружного воздуха до включения ионизатора
В вестибюле станции	22	86	3,9	4000	4600	1,15	То же
На платформе станции в точке А	0	65	—	6000	6000	1,0	Исследование воздуха станции до включения ионизатора
На платформе станции в точке Г	0	36	—	5300	5600	1,05	То же
На платформе станции в точке А	65	43	0,5	4300	5000	1,17	Исследование воздуха станции через 30 мин после включения ионизатора
На платформе станции в точке В	688	86	0,13	9300	4600	0,49	То же, через 45 мин после включения ионизатора
На платформе станции в точке В	516	86	0,17	8600	4300	0,5	То же, через 50 мин после включения ионизатора
На платформе станции в точке Г	344	43	0,13	8600	4600	0,53	То же, через 60 мин после включения ионизатора

профилактических целей. Поэтому система искусственной ионизации вентиляционного воздуха (централизованная или местная) и конструкция ионизаторов могут быть решены после дополнительных исследований при движении поездов на нескольких станциях одной линии метрополитена с проверкой концентрации аэроионов в перегонных тоннелях и главным образом после выработки гигиенистами норм, регламентирующих в профилактических целях условия и режим искусственной ионизации воздуха помещений и тоннелей.

§ 3. Вредности, выделяемые в сооружениях метрополитена и вносимые наружным воздухом

В сооружениях метрополитена выделяются следующие вредности.

Т е п л о, выделяющееся от поездов, освещения, приточных вентиляционных установок тоннельной вентиляции, местных вентиляционных установок в тоннелях и притоннельных сооружениях кабельной сети, токоведущих рельсов, эскалаторов, электротехнических установок тяговых и понизительных электроподстанций (выпрямительных, аккумуляторных, электrorаспределительных устройств, пультов управления и др.), пассажиров и обслуживающего персонала.

В л а г а, увлажняющая тоннельный воздух, выделяется при дыхании и потовыделении пассажиров и обслуживающего персонала, испарении с мокрой поверхности тоннелей, смачиваемых грунтовой водой, проникающей в тоннели через неплотности гидроизоляции, а также в периоды мытья тоннелей и платформ станций.

Г а з ы, выделяемые пассажирами и обслуживающим персоналом при дыхании (двуокись углерода), а также другие газы, проникающие в тоннели через неплотности гидроизоляции с грунтовой водой, из газопроводов, фекальной канализации и др., которые пересекают метрополитен или проходят вблизи него. Так, в случае расположения тоннелей в известняках в воздух поступает в незначительных количествах углекислый газ, растворенный в грунтовой воде. В районах, где метрополитен пересекают источники минеральных термальных вод, можно ожидать проникновения в тоннели через неплотности гидроизоляции грунтовой воды с обильно растворенными в ней газами (сероводород, углекислый газ и др.), что в значительной степени может усложнить систему вентиляции тоннелей. В таких районах следует проводить тщательные изыскания, а при строительстве принимать специальные меры для выполнения высококачественных гидро- и газоизоляций. Часто минеральные термальные воды имеют температуру настолько высокую (выше 30° С), что они могут явиться дополнительным

источником тепловыделения. Это должно учитываться при проектировании метрополитена.

Аккумуляторные батареи, расположенные в понизительных электроподстанциях, также являются источником загрязнения воздуха аэрозолями серной кислоты или едких щелочей (в зависимости от типа применяемых аккумуляторов) и водорода, выделяющихся из электролита. Водород может создать в воздухе в определенных условиях взрывоопасную концентрацию.

Пыль, образующаяся в тоннелях вследствие истирания рельсов, колесных бандажей и тормозных колодок подвижного состава, а также вследствие выветривания полотна пути и отделки тоннелей и вносимая с наружным воздухом и обувью пассажиров с поверхности, также представляет собой вредность.

Маслянистый туман, являющийся вредностью, образуется от охлаждения паров минеральных масел и керосина, применяемых для смазки и промывки подвижных частей вагонов и испаряющихся с этих поверхностей в воздушную среду тоннелей вследствие нагрева поверхности при движении поездов [32].

Микробиологическая обсемененность воздуха, представляющая собой вредность, возникает от людей особенно в вагонах и на станциях в периоды наибольшего скопления пассажиров в часы «пик» [32].

Однако воздухообмен в метрополитенах, определяемый по тепловыделениям и влаговыведениям, при подаче наружного воздуха на одного человека не менее $50 \text{ м}^3/\text{ч}$ гарантирует поддержание в воздухе тоннелей концентрации CO_2 , выделяемого людьми, масляного тумана и микробиологической обсемененности в пределах санитарных норм.

Потоки воздуха с большой скоростью на станциях, возникающие вследствие поршневого действия поездов, особенно в тоннелях мелкого заложения, имеющих малое живое сечение, создают неприятное ощущение у обслуживающего персонала на платформе станции, а также избыточное давление и разрежение в тоннелях, которые вызывают большие сквозняки в дверных проемах vestibule, распахивающие двери, что может привести к травмам пассажиров.

Состав вредностей, содержащихся в наружном воздухе и вносимых им в сооружения метрополитена, а также их концентрация зависят от климатических особенностей района, количества промышленных предприятий, характера и уровня очистки промышленных газов, выпускаемых в атмосферу, и интенсивности движения автомобильного транспорта, значительно загрязняющего атмосферу продуктами сгорания топлива. Как правило, наружный воздух, подаваемый в тоннели, не обрабатывается. Однако в некоторых случаях для улучшения эксплуатации метрополитена и повышения надежности его действия приходится прибегать к обработке воздуха. Например, в районах с сильно запыленным воздухом (стойкая концентрация **нетоксической** пыли более

5 мг/м³ при отсутствии SiO₂) для сокращения эксплуатационных затрат по очистке тоннелей и оборудования целесообразно очищать наружный воздух от пыли до его поступления в тоннели.

При большой влажности и высокой температуре наружного воздуха, а также низкой температуре грунта и небольших тепловыделениях в тоннелях в часы «пик» (при частоте движения в часы «пик» менее 20 пар 6-вагонных поездов в час) во избежание появления конденсата на внутренних поверхностях тоннелей и станций, наличие которого приводит к отсыреванию электротехнического оборудования, может появиться необходимость в осушении наружного воздуха или в устройстве местных подогревов электротехнического оборудования. В аналогичных условиях, но при больших тепловыделениях в тоннелях (при большой частоте движения поездов) и при малых теплопередачах в грунт, окружающий тоннели, может появиться необходимость охлаждения подаваемого в тоннели наружного воздуха в теплое время года. Всякая обработка наружного воздуха сопряжена с увеличением эксплуатационных затрат, поэтому ее применение должно быть подтверждено технико-экономическим обоснованием.

Глава III Системы вентиляции тоннелей метрополитенов и основные положения их расчетов

§ 1. Основные принципы и способы вентиляции

Вентиляция тоннелей метрополитена предусматривается для извлечения на поверхность выделяющихся в них вредных веществ (тепло, влага, пыль, газы и др.), а также поддержания в тоннелях заданных метеорологических условий и химического состава воздуха. Она может осуществляться с естественным и искусственным побуждением при поперечном, полупоперечном и продольном способах распределения воздуха. Схему, принцип и способ вентиляции тоннелей выбирают в зависимости от климатических условий города, в котором сооружается метрополитен, глубины заложения тоннелей, их сечения и конструкции, длины перегонов между станциями, застройки поверхности, общей длины трассы и пропускной способности метрополитена.

При вентиляции с естественным побуждением воздух в тоннель поступает вследствие поршневого действия проходящих по тоннелям поездов и под действием гравитационных сил (вследствие разницы удельных весов наружного и внутреннего тоннельного воздуха). При вентиляции с искусственным побуждением воздух в тоннель или только подается, или только из него извлекается, или одновременно подается и извлекается принудительно (вентиляторами).

При поперечном способе распределения воздуха последний подается в тоннель и извлекается из него через систему воздухопроводов, прокладываемых почти на всем протяжении тоннелей. Воздуховоды могут прокладываться в тоннелях (под их проезжей частью и у свода) или вместо них могут сооружаться рядом с тоннелями специальные вентиляционные штольни (рис. 1. III). В обоих случаях воздух из воздуховода подается в тоннель через специальные отверстия, равномерно расположенные по длине тоннеля, а отработанный извлекается из тоннеля через такие же отверстия в вытяжном воздуховоде. Приточные и вытяжные отверстия смещаются между собой.

При полупоперечном способе распределения чистый наружный воздух подается в тоннель принудительно (аналогично попереч-

ному способу), а отработанный проходит по всему тоннелю и выходит наружу через порталы тоннеля и специальные вентиляционные шахты, расположенные вдоль тоннеля (см. рис. 1.III, д).

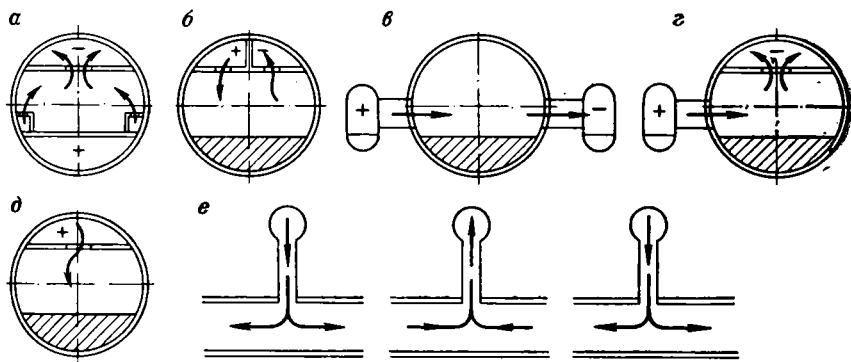


Рис. 1.111. Схемы вентиляции тоннелей при поперечном способе распределения воздуха (а, б, в, г), полупоперечном (д), продольном (е); стрелками показано направление движения воздуха

Для продольного способа, применяемого при вентиляции с искусственным и естественным побуждением, сам тоннель служит воздухопроводом, по которому проходит необходимый для вентиляции воздух. Направление движения воздуха по тоннелю в этом случае определяется взаимным расположением по его длине приточных и вытяжных вентиляционных шахт (см. рис. 1.111, е).

Поперечный и полупоперечный способы распределения воздуха применяют при вентиляции автодорожных тоннелей.

Продольный способ распределения воздуха, а в некоторых случаях и полупоперечный применяются при вентиляции метрополитенов и железнодорожных тоннелей. При вентиляции станций и тупиков метрополитенов часто применяют полупоперечный способ, а перегонных тоннелей — продольный. Следует отметить, что продольный способ распределения воздуха требует минимальных капитальных и эксплуатационных затрат, а также минимального расхода электроэнергии (по сравнению с затратами и расходом электроэнергии при других способах).

Для обеспечения основного принципа вентиляции сооружений метрополитена, заключающегося в поддержании в допустимых пределах параметров и состава воздуха, необходимо подавать чистый воздух к местам наибольшего скопления пассажиров и длительного пребывания обслуживающего персонала с последующим распределением воздуха по всем тоннелям. Обслуживающий персонал в основном находится на станциях и в пристанционных сооружениях. Наибольшее скопление пассажиров также бывает на станциях (особенно на пересадочных станциях), поэтому чистый воздух следует подавать на станции и через перегон извлекать отработанный воздух.

Для обеспечения нормальных условий эксплуатации (сохранение отделочных материалов, исключение возможности замораживания систем водоотлива, водопровода и канализации) температура воздуха на станциях по существующим нормам [45] должна быть не менее $t_{ст} \geq +5^\circ \text{C}$. Исходя из этого в климатических районах, где средняя температура самого холодного месяца $t_{х.м} < 0^\circ \text{C}$, систему вентиляции следует сооружать реверсивной: в теплое время года воздух необходимо подавать на станцию и извлекать через перегон, а в холодное — на перегон и извлекать через станцию. В теплое время года на станции будет поддерживаться наиболее низкая температура, а в холодное время года воздух, поступающий на перегон, подогревается за счет тепла, выделяемого в тоннелях различным оборудованием, и на станцию поступает с наиболее высокой температурой. В климатических районах со средней температурой самого холодного месяца $t_{х.м} > 0^\circ \text{C}$ система подачи и извлечения воздуха на станциях и перегонных тоннелях в течение года может быть постоянной (приток чистого воздуха только через станцию, а извлечение отработанного воздуха только через перегон). Однако исследования, проведенные автором в последнее время (см. § 2 главы VI), показывают, что такая система вентиляции приводит, как правило, к завышенному воздухообмену. Систему вентиляции тоннелей, по которым движутся поезда (перегонные тоннели, станции, тупики, съезды и соединительные тоннели), называют основной — т о н н е л ь н о й, а систему вентиляции отдельных помещений или их группы — м е с т н о й.

§ 2. Описание систем вентиляции тоннелей мелкого и глубокого заложения

При вентиляции тоннелей движение воздуха в них вызывается движением поездов (в результате их поршневого действия), работой вентиляторов и действием гравитационных сил (см. главу VII). Во время отсутствия движения поездов воздух в тоннелях движется или под действием гравитационных сил, или в результате работы вентиляторов и действия гравитационных сил. В каждом из двух параллельно расположенных и изолированных друг от друга перегонных тоннелях при большой частоте движения (24—48 пар поездов в час) воздух движется в направлении движения поездов. При небольшой частоте движения (менее 24 пар поездов в час) в момент наибольшего удаления поезда от рассматриваемого сечения тоннеля могут наблюдаться отдельные случаи изменения направления движения воздуха в сторону, обратную движению поездов.

Системы вентиляции с естественным побуждением. В связи с незначительным напором ($10\text{—}15 \text{ кгс/см}^2$), возникающим под влиянием поршневого действия поездов и гравитационных сил, системы вентиляции с естественным побуждением могут приме-

няться только в тоннелях мелкого заложения. Ограниченный радиус действия таких систем вызывает необходимость расположения вентиляционных шахт на небольшом расстоянии между собой. В противном случае сопротивление движению вентилируемого тоннель воздуха будет превышать располагаемый напор, вследствие чего количество вентиляционного воздуха будет поступать меньше необходимого.

В таких системах (рис. 2.III) вентиляционные шахты располагаются по всей длине перегона между станциями. Исходя из опыта строительства и эксплуатации 1-й очереди Московского метрополитена, расстояние между шахтами должно быть в пределах 100—150 м. Наиболее рационально располагать вентиляционные шахты с примыканием к каждому путевому тоннелю в шахматном порядке. Однако условия поверхности не всегда позволяют так располагать шахты, что приводит к необходимости их расположения вдоль «красной» линии улиц с одной стороны какого-либо тоннеля или вдоль шоссе в средней его части (в нейтральной зоне). В этом случае допускается разделение параллельных путевых тоннелей колоннами или в крайнем случае средней перегородкой, имеющей проемы площадью не менее 60% площади перегородки. Однако такое расположение вентиляционных шахт резко снижает поршневое действие поездов, а следовательно, и эффективность вентиляции. В зависимости от положения поезда на перегоне вентиляционные шахты работают или на приток, или на вытяжку.

Станции в этих системах оборудуются, как правило, реверсивной системой вентиляции с искусственным побуждением, подающей или удаляющей воздух в количестве, необходимом только для станции. Естественное проветривание станции через входы и выходы возможно только при их коротком (без поворотов) соединении с поверхностью, что, как правило, невозможно выполнить. Однако даже в случае возможности направленного естественного пропуска воздушных потоков через входы и выходы станции потоки воздуха значительно затрудняют движение пассажиров и осложняют работу обслуживающего персонала на входах, а также вызывают самопроизвольное открывание дверей, которое может привести к травмам пассажиров. Кроме того, в климатических районах со средней температурой самого холодного месяца $t_{х, м} < 0^{\circ} \text{C}$ в холодный период года через входы и выходы будут интенсивно врываться холодные потоки воздуха, которые вызовут охлаждение станции до температуры, ниже допустимой. Эти неблагоприятные явления в системах вентиляции с естественным побуждением не могут быть ликвидированы отдельной станционной вентиляционной шахтой даже очень большого сечения. Поэтому реверсивная система вентиляции станции с искусственным побуждением, работающая в холодное время на вытяжку, а в теплое время на приток, в значительной степени улучшает эксплуатационные условия. Для предотвращения охлаждения станции в холодное время в климатических районах со средней

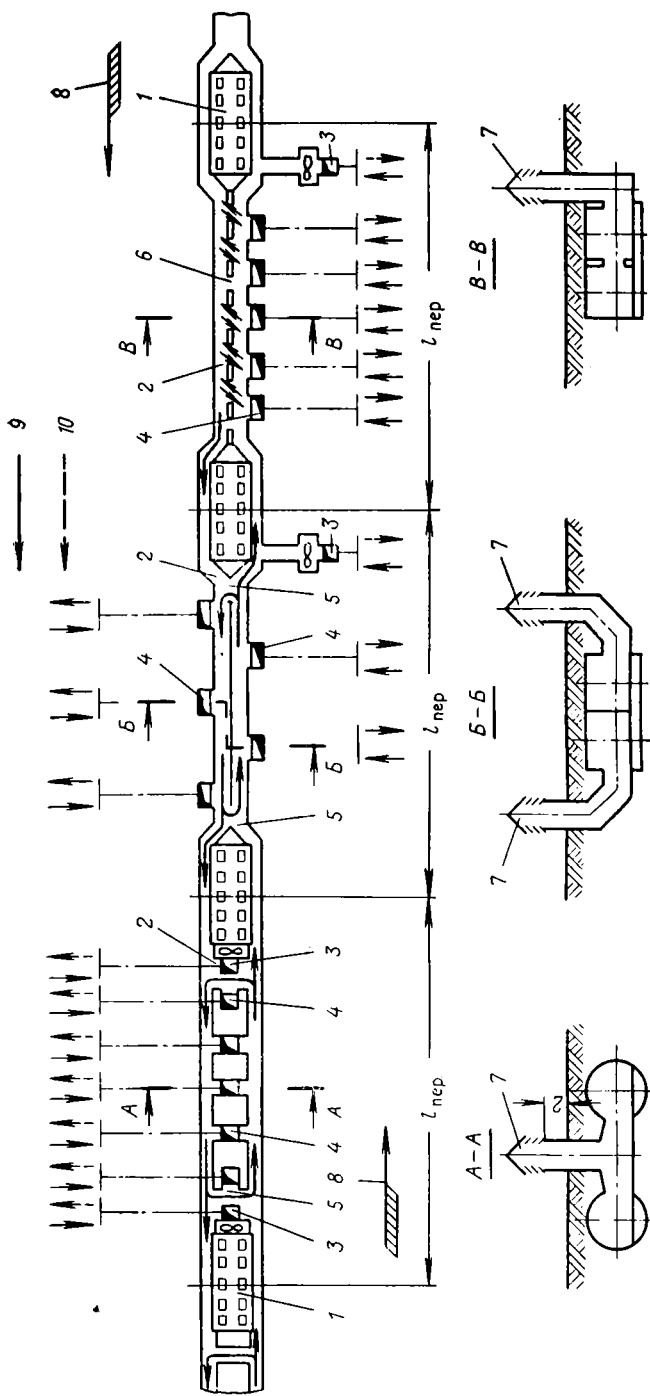


Рис. 2. III. Схема системы вентиляции метрополитена с естественным побуждением № 1:

1 — станции метрополитена; 2 — перегонные тоннели; 3 — стационарные вентиляционные шахты с вентиляторами; 4 — перегонные вентиляционные шахты (без вентиляторов); 5 — противодутьевые циркуляционные слои между перегонными тоннелями у станций; 6 — проемы в средней стенке перегонных тоннелей; 7 — вентиляционные киоски; 8 — вентиляционные киоски; 9 — направление движения поездов; 10 — направление движения воздуха; 10 — направление движения воздуха при реверсировании в станционных шахтах

температурой самого холодного месяца $t_{х.м} < 0^\circ \text{C}$ перегонные вентиляционные шахты, расположенные ближе чем на $1/3$ длины перегона от оси станции или на $1/4$ от торцов станции, должны перекрываться клапанами.

Для снижения амплитуды колебания давления воздуха на станциях с целью уменьшения явления «дутья» (сквозняки) через их входы и выходы (подробнее см. главу VII) на расстоянии 30—100 м от каждого торца станции в перегонных тоннелях, не имеющих между собой сплошных соединений (проемов), следует предусматривать соединение их между собой циркуляционными сбоями сечением 95—125 м². При наличии таких сбоек значительная часть воздуха выталкивается проходящими поездами не на станцию, а в расположенный рядом перегонный тоннель, снижая объем воздуха, поступающего на станцию и вытягиваемого из нее поршневым действием движущихся поездов, в связи с чем уменьшается амплитуда колебания давления воздуха на станции и вследствие этого снижается «дутье» во входах и выходах. Учитывая недостатки систем вентиляции с естественным побуждением, в отечественных метрополитенах после 1-й очереди они не применялись.

Системы вентиляции с искусственным побуждением, применяемые в тоннелях мелкого и глубокого заложения, разделяются на реверсивные и нереверсивные. В реверсивных системах вентиляции № 2, 4, 5 и 6 (рис. 3.III, 4.III, 5.III и 6.III) наружный воздух для вентиляции тоннелей в теплый период года подается с поверхности через станционные вентиляционные шахты или через вентиляционные отсеки эскалаторных наклонных тоннелей. Отработанный воздух удаляется из перегонных тоннелей через перегонные вентиляционные шахты или заменяющие их шахты, расположенные у станций (системы № 4, 5 и 6). В холодный период года система вентиляции реверсируется, и наружный воздух подается на перегон, а вытягивается через станции. Такие системы вентиляции целесообразны для метрополитенов, расположенных в любых климатических районах (особенно в районах со средней температурой самого холодного месяца $t_{х.м} < 0^\circ \text{C}$). Они позволяют поддерживать на станциях в теплый период года наиболее низкую температуру, а в холодный — поступление на станцию теплого (подогретого на перегоне) наружного воздуха при меньшем его расходе (по сравнению с теплым периодом). Применение указанных систем вентиляции в метрополитенах, строящихся в районах со средней температурой самого холодного месяца $t_{х.м} \geq 0^\circ \text{C}$, позволяет эксплуатировать эти системы в течение года без реверсирования.

Применение нереверсивных систем в районах со средней температурой самого холодного месяца $t_{х.м} \geq 0^\circ \text{C}$ позволяет за холодный период года в допустимых по нормам пределах ($t_{ст} \geq +5^\circ \text{C}$) значительно ниже охладить станции и пристанционные перегонные тоннели, чем при реверсивной системе вентиляции. Однако при этом возникает увеличение в холодный период года

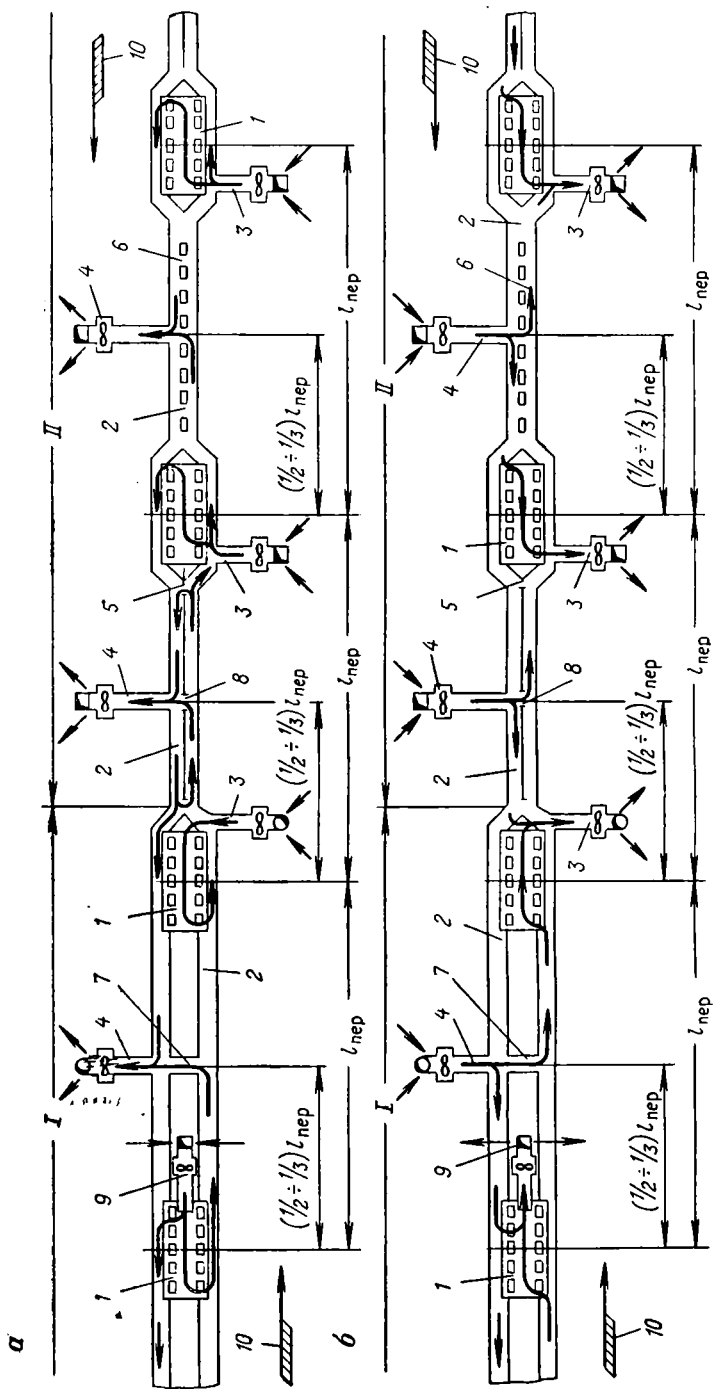


Рис. 3.111. Схема системы вентиляции с искусственным побуждением № 2 со станционными и перегонными и перегонными (в середине перегона) вентиляционными установками у шахт и наклонных эскалаторных тоннелей для теплого (а) и холодного (б) периодов года:

1 — станция метрополитена; 2 — перегонные тоннели; 3 — станционные вентиляционные шахты и установки; 4 — перегонные вентиляционные шахты и установки; 5 — продольные вентиляционные сбойки между перегонными тоннелями у торцов станций; 6 — просмы в средней стенке перегонных тоннелей; 7 вентиляционные сбойки; 8 — вентиляционные просмы; 9 — вентиляционная установка у наклонного тоннеля эскалатора (вместо вентиляционной шахты); 10 — направление движения поездов; I, II — соответственно участок глубокого и мелкого заложения; стрелками показано направление движения воздуха

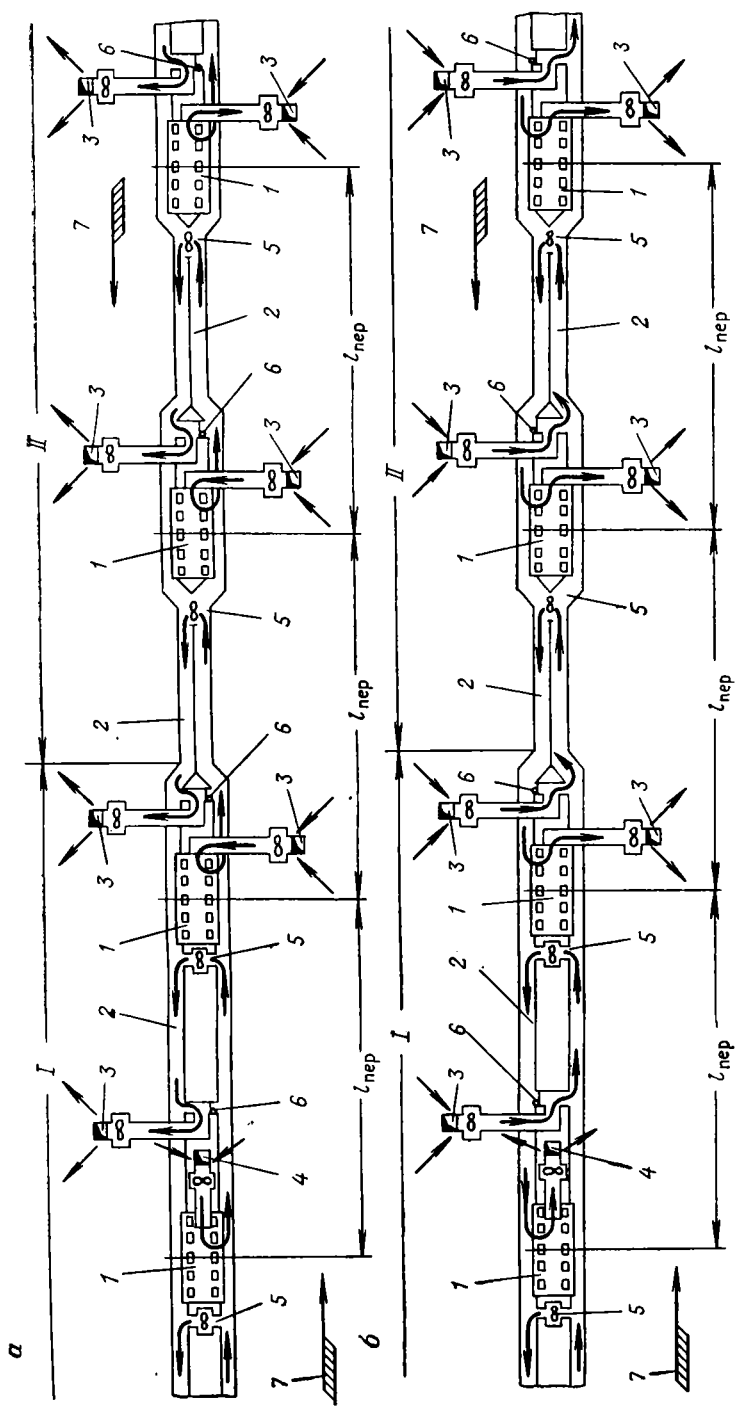


Рис. 4.111. Схема системы вентиляции искусственного побуждения № 4 с двумя вентиляционными установками и шахтами с одного торца станции (для теплого (а) и холодного (б) периодов года):

1 — станции метрополитена; 2 — перетонные вентиляционные шахты и установки; 4 — вентиляционная установка у наклонного вскалаторного тоннеля; 5 — циркуляционная противотусовая сброска с вентилятором; 6 — перекидной клапан; 7 — направление движения поездов; I, II — соответственно участок глубокого и мелкого заложения; стрелками показано направление движения воздуха

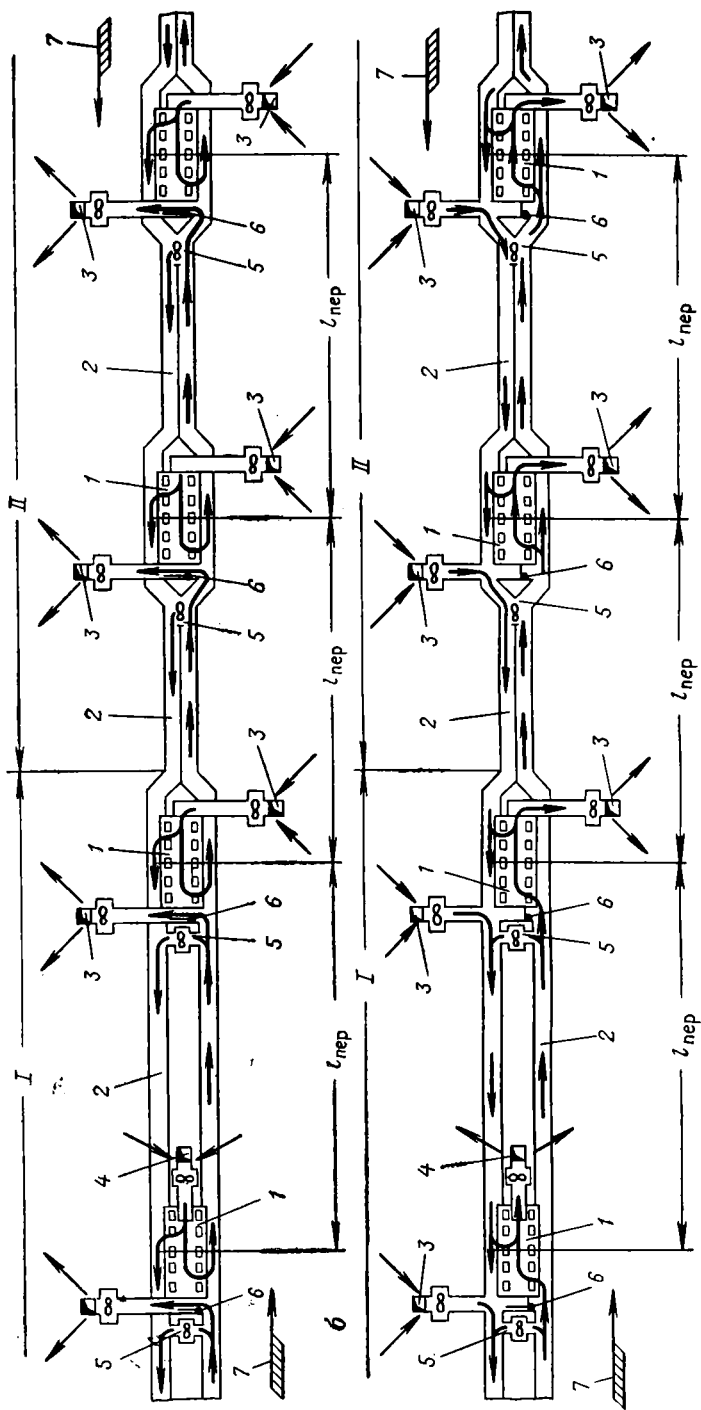


Рис. 5.111. Схема системы вентиляции искусственного побуждения № 5 с двумя вентиляционными установками и шахтами по одной с каждого торца станции (для теплого (а) и холодного (б) периодов года):
 I — станция метрополитена; 2 — перегонные тоннели; 3 — стационные вентиляционные шахты и установки; 4 — вентиляционная установка у наклонного эскалаторного тоннеля; 5 — противодутьевые циркуляционные обводки с вентиляторами у торцов станций; 6 — перекидной клапан; 7 — направление движения воздуха; I, II — соответственно участок глубокого и мелкого заложения; стрелками показано направление движения воздуха

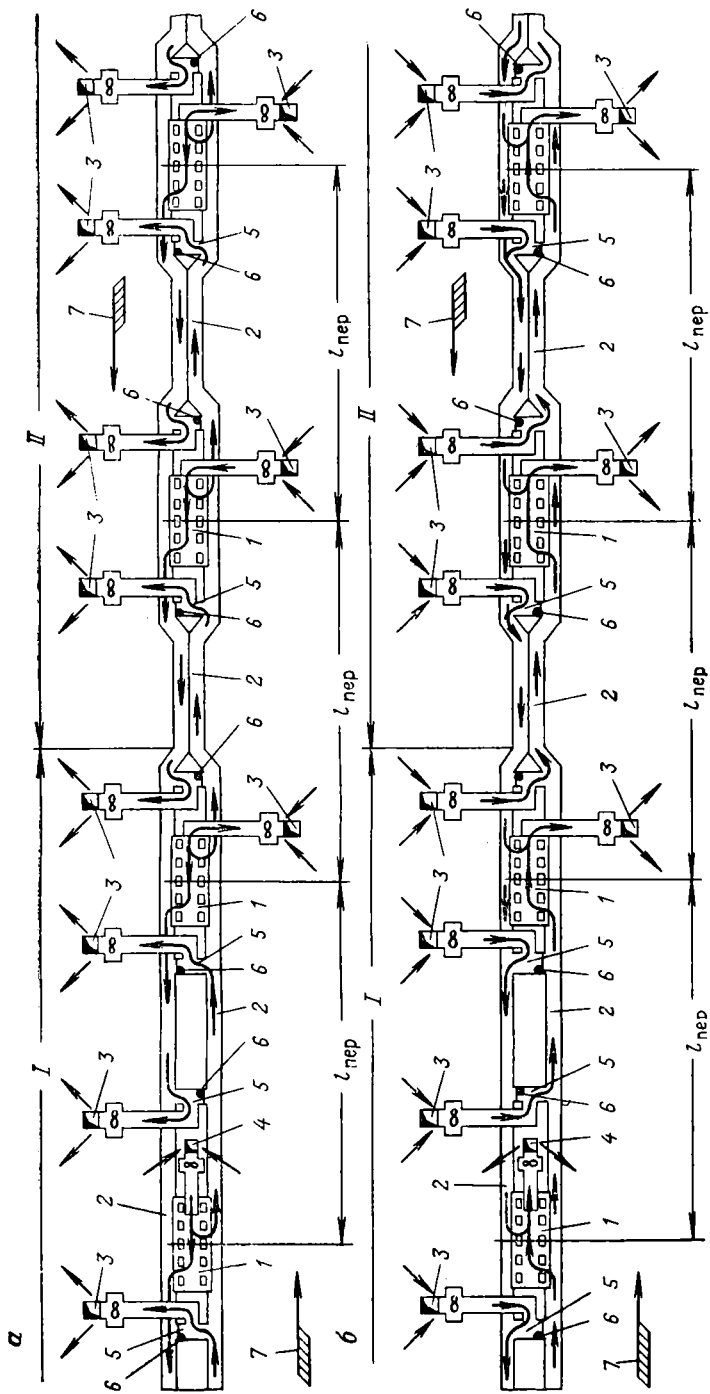


Рис. 6. III. Схема системы вентиляции искусственного побуждения № 6 с тремя вентиляционными установками и шахтами у станций (для теплого (а) и холодного (б) периодов года):
 I — станции метрополитена; 2 — перетонные тоннели; 3 — стационарные вентиляционные шахты и установки; 4 — вентиляционная установка у наклонного вскалаторного тоннеля; 5 — вентиляционные сборки; 6 — переходной клапан; 7 — направление движения воздуха; II — соответственно участок глубокого и мелкого заложения; стрелками показано направление движения воздуха

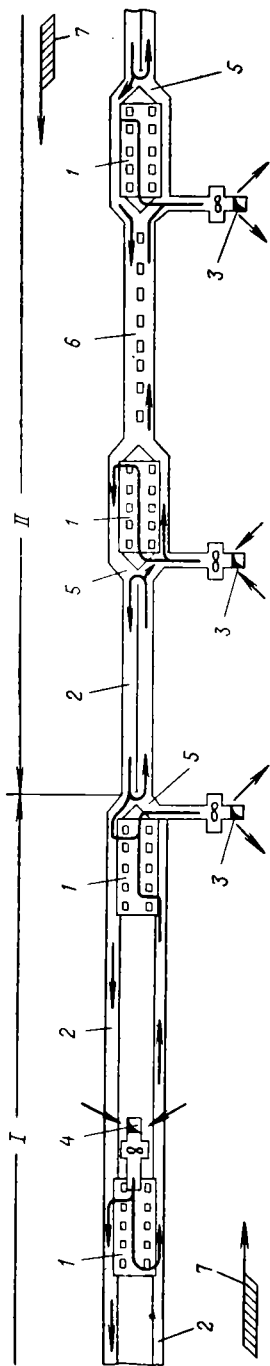


Рис. 7.III. Схема системы вентиляции искусственного побуждения № 3 с одной вентиляционной установкой на станции:
 1 — станция метрополитена; 2 — перегонные тоннели; 3 — стационарные вентиляционные шахты и установки; 4 — вентиляционная установка у наклонного выкатного тоннеля (вместо вентиляционной шахты); 5 — противолучевые циркуляционные сбойки у торцов станций; 6 — проемы в средней стене перегонных тоннелей; 7 — направление движения поездов; I, II — соответственно участки глубокого и мелкого заложения; стрелками показано направление движения воздуха

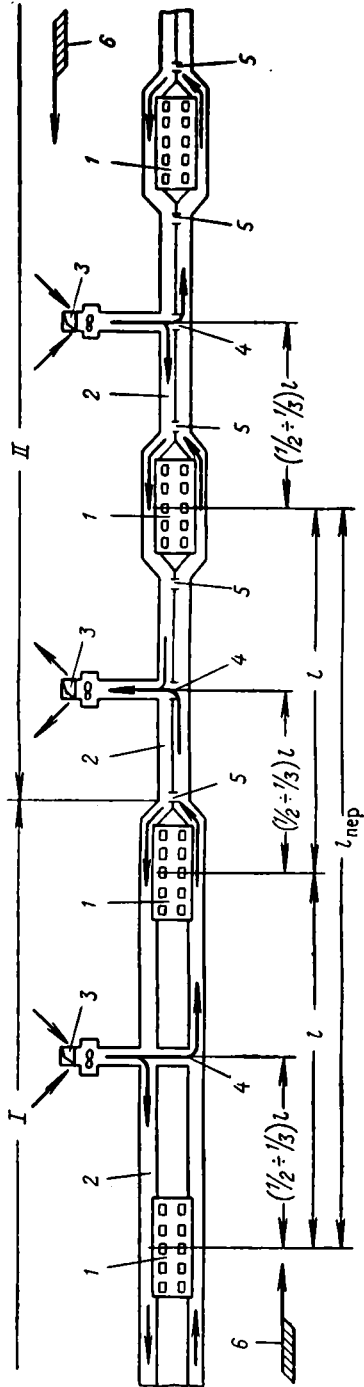


Рис. 8.III. Схема системы вентиляции искусственного побуждения № 7 с одной вентиляционной установкой и шахтой на перегоне:

1 — перегонные тоннели; 2 — перегонные вентиляционные шахты и установки; 3 — станция метрополитена; 4 — вентиляционные сбойки; 5 — циркуляционные противолучевые сбойки у торцов станций; 6 — направление движения поездов; I, II — соответственно участок глубокого и мелкого заложения; стрелками показано направление движения воздуха

расхода наружного воздуха (приблизительно на 35%) по сравнению с теплым периодом (см. § 2 главы VI). В связи с этим производительность вентиляционных установок должна определяться исходя из условий работы в холодный период года. Поэтому применение реверсивных систем вентиляции, как правило, рекомендуется во всех климатических районах.

В системе вентиляции № 3 (рис. 7.III) наружный воздух подается на одной станции, а отработанный воздух через стационарные вентиляционные шахты или эскалаторные наклонные тоннели вытягивается на другой станции (без применения перегонных шахт). Система вентиляции № 3 может применяться в метрополитенах, строящихся в районах со средней температурой самого холодного месяца $t_{x, м} \geq 0^\circ \text{C}$ при сравнительно небольшом расстоянии между станциями (500—750 м).

В системах вентиляции № 7 и 8 (рис. 8.III и 9. III) воздух подается и вытягивается на перегонах через перегонные вентиляционные шахты. Поэтому эти схемы могут применяться в любых климатических районах, но также при сравнительно небольшом расстоянии между станциями (500—750 м).

В системах вентиляции № 2 и 3 подаваемый в тоннель наружный воздух непосредственно полностью проветривает только часть тоннелей по длине (используется не полностью) и выбрасывается наружу, что снижает эффективность вентиляции. Остальная часть тоннелей проветривается внутренним циркуляционным воздухом (за счет поршневого действия поездов), который несколько очищается и охлаждается вследствие предварительного перемешивания с наружным воздухом до его выхода на поверхность. Поэтому в этих тоннелях температура воздуха значительно выше, чем в тоннелях, проветриваемых наружным воздухом.

В системах вентиляции № 4, 5, 6 и 8 предусмотрено проветривание всех тоннелей непосредственно наружным воздухом, что полностью достигается в системах № 6 и 8. В системах вентиляции № 4 и 5 тоннели проветриваются наружным воздухом примерно на 85% (по длине). В системах вентиляции № 4 и 5 циркуляционные сбойки с вентиляторами, предназначенные для подачи наружного воздуха по всем тоннелям, заменяют третью вентиляционную шахту, предусмотренную в схеме № 6, что позволяет снизить капитальные затраты на сооружение этих систем вентиляции.

Перегонные тоннели с разделительной стенкой между путями перед станциями мелкого заложения следует также соединять между собой циркуляционными сбойками аналогично тоннелям с вентиляцией естественного побуждения.

Наружные входы и выходы вестибюлей станций глубокого заложения находятся на значительном расстоянии от путевых тоннелей. Поэтому в таких входах и выходах меньше сказывается дутье (сквозняки), вследствие чего потребность в сооружении циркуляционных сбоек перед станциями глубокого заложения меньше, чем перед станциями мелкого заложения.

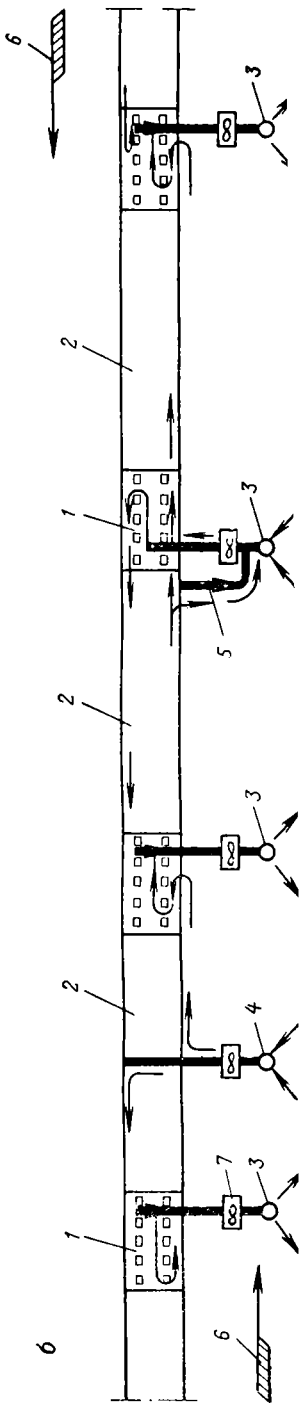
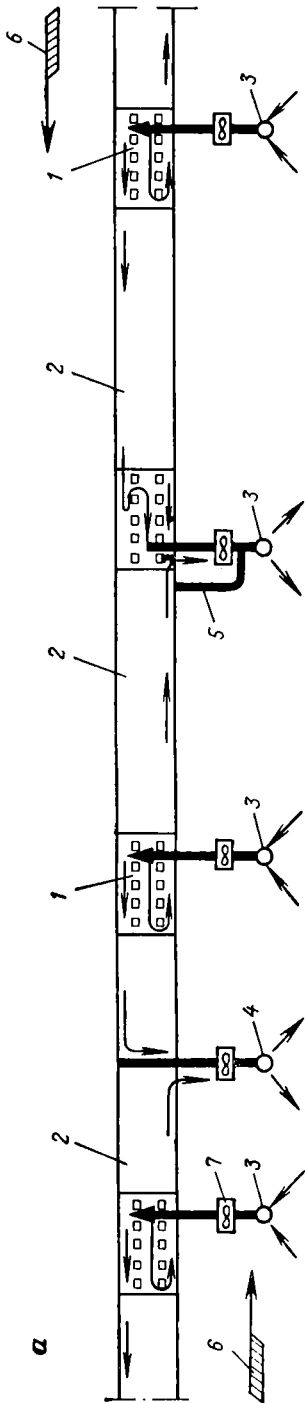
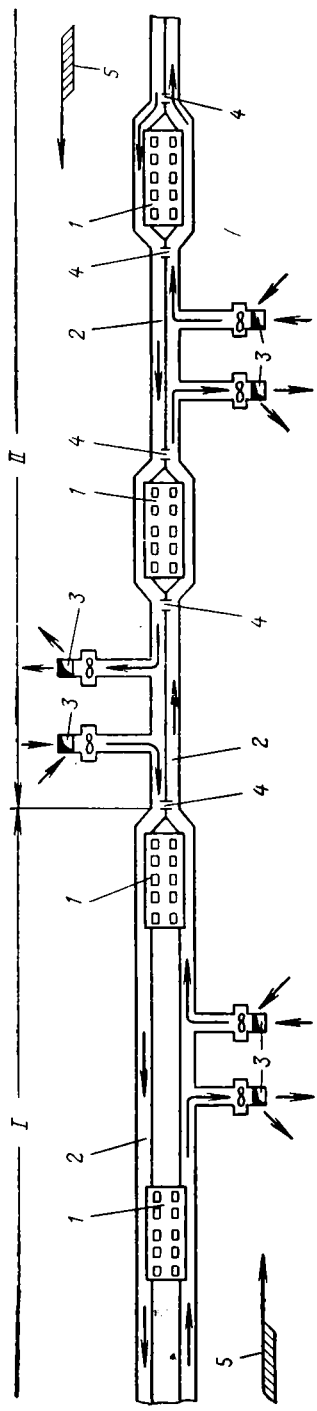


Рис. 9. III. Схема системы вентиляции искусственного побуждения № 8 с двумя вентиляционными установками и шахтами на перегоне:

1 — станции метрополитена; 2 — перегонные тоннели; 3 — вентиляционные перегонные шахты и установки; 4 — циркуляционные противодутьевые сбойки у торцов станций; 5 — направление движения поездов; 6 — соответствующий участок глубокого и мелкого заложения; стрелками показано направление движения воздуха

Рис. 10. III. Схема системы вентиляции искусственного побуждения № 2а с байпасом (а) и холодного (б) периодов года:

1 — станции метрополитена; 2 — перегонные тоннели; 3 — станционные вентиляционные шахты или эскалаторные наклонные тоннели; 4 — перегонные вентиляционные шахты; 5 — вентиляционный байпасный тоннель; 6 — направление движения поездов; 7 — вентиляционные установки; стрелками показано направление движения воздуха

Из приведенных систем вентиляции в отечественных метрополитенах до настоящего времени широко использовалась система № 2. На части трассы 1-й очереди Московского метрополитена была применена система вентиляции № 1, которая вследствие ограниченных возможностей воздухообмена и в связи с резко возросшей интенсивностью движения поездов на этой линии заменяется системой № 2. На части трассы Тбилисского метрополитена применена система № 3. Характеристика рассматриваемых систем вентиляции метрополитена, а также рекомендуемая область их применения приведены в табл. 1. III.

Для оценки степени использования вентиляционного воздуха в системе вентиляции № 2 введено понятие коэффициента эффективности вентиляции β , равного отношению минимального количества вентиляционного воздуха $G_{\text{вент. min}}$ (кг/ч), которое необходимо подать на данный участок при расположении вытяжных шахт в конце его по ходу движения воздуха, к количеству вентиляционного воздуха $G_{\text{вент}}$, которое необходимо подать на этот участок при заданном расположении перегонной шахты, т. е.

$$\beta = \frac{G_{\text{вент. min}}}{G_{\text{вент}}} \quad (1. III)$$

Кроме того, вводятся также понятия «первичный» воздух — атмосферный воздух, подаваемый для вентиляции тоннеля непосредственно с поверхности земли, и «вторичный» воздух — ранее использованный воздух в одном тоннеле, подаваемый для вентиляции в другой тоннель (параллельный).

В случаях, когда плотность и сложность городской застройки, а также гидрогеологические условия не позволяют сооружать на перегонах глубокого заложения вентиляционные шахты, в районах со средней температурой самого холодного месяца $t_{х. м} < 0^\circ \text{C}$ можно применить систему вентиляции № 2а (рис. 10. III), являющуюся модификацией систем № 2 и 3. В этой

№ сист-темы	Наименование системы вентиляции	Характеристика		Область применения
		положительная	отрицательная	
1	С естественным побуждением	<p>Несколько меньше капитальные затраты, чем в системах вентиляции с искусственным побуждением</p> <p>Проще эксплуатация и меньше эксплуатационные затраты, чем в системе вентиляции с искусственным побуждением</p> <p>Меньше амплитуды колебания давления воздуха на станции и меньшее дутье во входах и выходах, чем при системах с искусственным побуждением</p>	<p>Сложность размещения на поверхности большого числа вентиляционных шахт</p> <p>Невозможность организации экстренного отсоса воздуха из тоннелей, т. е. реверсирования вентиляции при пожаре или прорыве в тоннель каких-либо вредных веществ</p> <p>Ограниченность воздухообмена и низкая эффективность вентиляции</p> <p>Возможность промерзания тоннеля по всей длине перегона в районах со средней температурой самого холодного месяца $t_{х.м} < 0^{\circ}\text{C}$</p>	<p>На метрополитенах мелкого заложения; преимущественно в районах со средней температурой самого холодного месяца $t_{х.м} > 0^{\circ}\text{C}$</p> <p>При максимальной интенсивности движения в часы «пик» менее 24 пар 5-вагонных поездов в час</p> <p>При возможности сравнительно свободного размещения на поверхности вентиляционных киосков и полного разделения между собой двух перегонных тоннелей</p> <p>При максимальной расчетной наружной температуре воздуха не более $+24^{\circ}\text{C}$</p> <p>При расстоянии между станциями не более 750 м</p>
2	С искусственным побуждением, со	<p>Простота и универсальность системы и возможность ее</p>	<p>Недоступность перегонных вентиляционных установок</p>	<p>На метрополитенах мелкого и глубокого заложения во всех</p>

<p>стационарными и перегонными (в середине перегона) вентиляционными установками</p>	<p>применения при любых условиях</p> <p>Надежность и устойчивость работы системы вентиляции</p>	<p>для обслуживания из тоннеля при движении поездов</p> <p>Вентиляция половины перегонных тоннелей «вторичным» воздухом</p> <p>Эффективность использования вентиляционного воздуха не более 60 % и вследствие этого повышенный расход воздуха</p> <p>Повышенный расход электроэнергии на вентиляцию</p> <p>Необходимость строительства некоторых шахт специально для вентиляции</p> <p>Необходимость применения резервной схемы для районов со средней температурой самого холодного месяца $t_{х,м} < 0^{\circ}\text{C}$</p>	<p>климатических районах</p> <p>При максимальной интенсивности движения в часы «пик» более 24 пар 5-вагонных поездов в час</p> <p>При любой длине перегона при числе перегонных шахт до 3</p>
<p>3 С искусственным побуждением, с одной вентиляционной установкой только на станциях</p>	<p>Доступность вентиляционных установок для обслуживания из тоннеля при движении поездов</p> <p>Простота эксплуатации системы вентиляции</p>	<p>Вентиляция половины перегонных тоннелей «вторичным» воздухом</p> <p>Эффективность использования вентиляционного воздуха не</p>	<p>На метрополитенах мелкого и глубокого заложения в районах со средней температурой воздуха самого холодного месяца $t_{х,м} \geq 0^{\circ}\text{C}$</p> <p>При максимальной интенсивности движения в часы «пик» не более 24 пар 5-вагонных</p>

№ сист-темы	Наименование системы вентиляции	Характеристика		Область применения
		положительная	отрицательная	
		<p>Минимальные капитальные затраты</p> <p>Возможность использования для вентиляции станционной шахты, предназначенной для производства работ, или станционной аскалаторного тоннельного тоннели, в результате чего отпадает необходимость строительства специальной шахты для вентиляции</p>	<p>более 60%</p> <p>Вентиляция части станций вытжным воздухом</p> <p>Повышенный расход электроэнергии на вентиляцию</p>	<p>поездов в час</p> <p>При длине перегонов не более 1000 м</p> <p>При максимальной расчетной наружной температуре воздуха не более $+24^{\circ}\text{C}$ в случае охлаждения воздуха и при любой температуре при охлаждении его</p>
4	С искусственным побуждением, с двумя вентиляционными установками с одного торца станции	<p>Доступность вентиляционных установок для обслуживания из тоннели при движении поездов</p> <p>Возможность использования для вентиляции станционной шахты, предназначенной для производства работ, и</p>	<p>Повышенные капитальные и эксплуатационные затраты, а также сложность в эксплуатации (необходимость сооружения циркуляционной сбойки, осложняющей эксплуатацию)</p> <p>Недостаточная четкость работы системы при сочетании вентиляционных шахт и циркуляционных сбоек</p>	<p>На метрополитенах преимущественно мелкого и частично глубокого заложения во всех климатических районах</p> <p>При максимальной интенсивности движения в часы «пик» более 36 пар (но не менее 24 пар) 5-вагонных поездов</p>

	<p>станционного эскалаторного наклонного тоннеля, в результате чего отпадает необходимость строительства специальной шахты для вентиляции</p> <p>Вентиляция всех тоннелей «первичным» воздухом</p>	<p>При любой длине перегона</p>
	<p>Возможность прорыва холодного воздуха на станции в холодный период года при остановке или значительном сокращении частоты движения поездов</p> <p>Необходимость полного разделения между собой двух параллельных перегонных тоннелей</p> <p>Необходимость применения реверсивной схемы для климатических районов со средней температурой самого холодного месяца $t_{х.м} < 0^{\circ} \text{C}$</p>	<p>Из-за сложности, большой стоимости и неустойчивости в работе не может быть рекомендован к применению в большинстве случаев</p>
<p>5</p> <p>С искусственным побуждением, с двумя вентиляционными установками (по одной с каждого торца станции)</p>	<p>Возможность совмещения прикуляционных сбоек со сбоями для снижения дутья на входах и выходах станций</p>	<p>Аналогично схеме № 4</p>

№ системы	Наименование системы вентиляции	Характеристика		Область применения
		положительная	отрицательная	
6	С искуственным побуждением, с тремя вентиляционными установками у станции	<p>Возможность использования для вентиляции станционной шахты, предназначенной для производства работ, и стационарного эскалаторного наклонного хода</p> <p>Вентиляция всех тоннелей первичным воздухом</p>	<p>Повышенные капитальные и эксплуатационные затраты, а также усложненная эксплуатация</p> <p>Не все вентиляционные установки доступны для обслуживания из тоннеля при движении поездов</p> <p>Возможность прорыва холодного воздуха на станции в холодное время года при остановке или значительном сокращении интенсивности движения</p> <p>Необходимость строительства при станции дополнительной вентиляционной шахты</p> <p>Необходимость полного разделения между собой двух параллельных перегонных тоннелей и в связи с этим повышенное дутье на входах и выходах станций</p> <p>Необходимость применения реверсивной системы для рай-</p>	<p>Метрополитены преимущественно мелкого и частично глубокого заложения</p> <p>При максимальной интенсивности движения в часы «пик» более 36 пар (но не менее 24 пар) 5-вагонных поездов в час</p> <p>При любой длине перегона</p> <p>Преимущественно в климатических районах с высокой расчетной наружной температурой воздуха</p>
		<p>Уменьшение количества вентиляционного воздуха в тоннелях</p> <p>Более простая эксплуатация (по сравнению с системами № 4 и 5)</p>		

		<p>онов со средней температурой самого холодного месяца $t_{х,м} < 0^{\circ} \text{C}$</p>	
7	<p>С искусственным побуждением, с одной вентиляционной шахтой на перегоне</p>	<p>Простота системы и ее эксплуатация</p> <p>Минимальные монтажные затраты</p>	<p>Вентиляция половины перегонных тоннелей «вторичным» воздухом</p> <p>Эффективность использования вентиляционного воздуха не более 60%</p> <p>Вентиляция всех станций часотчно отработанным воздухом</p> <p>Недоступность вентиляционных установок для обслуживания при движении поездов</p>
			<p>На метрополитенах мелкого и глубокого заложения во всех климатических районах</p> <p>При максимальной интенсивности движения в часы «пик» не более 24 пар 5-вагонных поездов в час</p> <p>При длине перегона не более 1000 м</p> <p>При максимальной расчетной наружной температуре не более $+24^{\circ} \text{C}$ в случае охлаждения воздуха и при любой температуре при его охлаждении</p>
8	<p>С искусственным побуждением, с двумя вентиляционными установками на перегоне</p>	<p>Простота системы и ее эксплуатация</p> <p>Вентиляция всех тоннелей «первичным» воздухом</p>	<p>Во всех климатических районах при мелком и глубоком заложении</p> <p>При максимальной и минимальной интенсивности движения в часы пик соответственно не более 36 и не менее 24 пар 5-вагонных поездов в час</p>

№ системы	Наименование системы вентиляции	Характеристика		Область применения
		положительная	отрицательная	
		<p>Снижение температуры воздуха в тоннелях</p> <p>Возможность независимой вентиляции перегонов от станции при конструкции станции с закрывающимися проемами перед поездами</p>	<p>Возможность прорыва приточного воздуха в вытяжную вентиляционную шахту при остановке поездов или значительном сокращении интенсивности движения</p> <p>Вентиляция станции частично отработанным воздухом</p> <p>Необходимость полного разделения между собой двух параллельных перегонных тоннелей, в результате чего увеличивается дутье на входах и выходах станций, имеющих совместную вентиляцию с перегонными тоннелями</p>	
		<p>Возможность строительства комплекса вентиляционных шахт не на каждом перегоне</p> <p>Возможность устройства вентиляции без реверса</p> <p>Возможность в отдельных случаях расположения комплекса шахт у станции с использованием для вентиляции станционной шахты и наклонного туннеля</p>		

Примечание. Область применения систем вентиляции в значительной степени зависит от гидрогеологической характеристики окружающей тоннели грунтов и их газовыделения, что должно учитываться при выборе системы вентиляции и режима ее работы.

системе станционная вентиляционная шахта на одной из станций (станция, примыкающая к перегонам, на которых нельзя строить перегонные шахты) заменяет перегонную шахту и в холодный период года работает на подачу, а в теплый — на вытяжку. Для подогрева наружного воздуха, поступающего на станцию в холодный период года, применяется байпас (обводный тоннель), через который из путевого перегонного тоннеля подается теплый воздух для смешивания с наружным воздухом. Байпас должен примыкать к перегонному тоннелю, из которого воздух под влиянием поршневого действия движущихся поездов выталкивается на станцию. Производительность вентиляционной установки такой станционной шахты должна быть соответственно увеличена на дополнительное количество рециркуляционного воздуха. Соответственно должна быть сбалансирована и взаимная работа всех вентиляционных установок по трассе. Такая схема вентиляции в настоящее время принята на одной из линий пражского метрополитена (ЧССР).

§ 3. Вентиляция станций

При вентиляции с искусственным побуждением станции и перегонные тоннели проветриваются совместно. Поэтому на станции подается и вытягивается значительно большее количество воздуха, чем требуется. При длине перегонных тоннелей до 2200 м и большой интенсивности движения поездов вентиляционный воздухообмен на станции достигает 450 000 м³/ч.

Поршневым действием движущихся поездов вентиляционный воздух эффективно перемешивается с воздухом, выталкиваемым поездом с перегона, и продвигается вдоль путевых тоннелей станций.

На станциях колонного типа мелкого и глубокого заложения средние тоннели (залы) также эффективно проветриваются за счет взаимного воздействия потоков воздуха в двух противоположных путевых тоннелях, создающих поперечные потоки воздуха в среднем тоннеле (зале). На станциях пилоного типа пилоны создают большие затруднения для поперечных потоков воздуха, что значительно снижает эффективность проветривания среднего тоннеля (зала). На такие станции (особенно, если они используются как пересадочные и имеют большие пассажиропотоки) рекомендуется подавать воздух также и в средний тоннель (зал) станции. Это было установлено в ЦАГИ (в 1932 г.) при продувке моделей станций колонного и пилоного типа в аэродинамической трубе, а затем подтверждено натурными испытаниями на соответствующих станциях. Кроме того, в ЧССР (1970—1972 гг.) подобные испытания были повторены на гидравлической модели станции пилоного типа (рис. 11. III), которые подтвердили затрудненность движения воздуха при наличии и отсутствии поездов в путевых тоннелях (рис. 12. III и 13. III). Как видно из рис. 12. III и 13. III хорошо продуваются путевые тоннели и проемы между пилонами, а в

торцах среднего тоннеля станции и напротив его пилонов имеются застойные зоны.

На станциях колонного типа мелкого и глубокого заложения воздух от стационарных вентиляционных установок в теплый период года следует подавать сосредоточенно в два противоположных

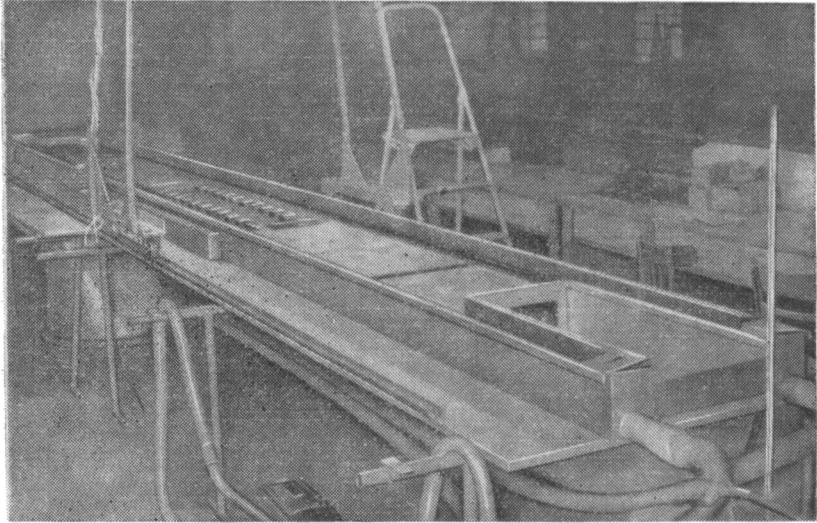


Рис. 11. III. Модель станции пилоного типа для изучения воздушных потоков путем имитации их потоками жидкости

торца по ходу движения поезда. Выпуск воздуха осуществляется в путевые тоннели через решетчатые проемы, расположенные на уровне посадочных платформ, со скоростью 4—5 м/с. Так как вентиляционная установка расположена с одного торца станции под наклонным эскалаторным ходом или в вентиляционной камере шахты, воздух со стороны вентиляционной установки подается непосредственно в торце станции. В другой торец станции воздух подается по подплатформенному вентиляционному каналу, совмещенному с кабельным. Регулирование количества подаваемого воздуха в каждый торец станции осуществляется жалюзийными многостворчатыми клапанами.

На станциях пилоного типа конструкция пилонов позволяет располагать в них вентиляционные вертикальные каналы. Поэтому подача воздуха может осуществляться рассредоточенно от стационарной вентиляционной установки по совмещенным вентиляционно-кабельным каналам, расположенным под посадочными платформами. От них по вертикальным каналам, расположенным в пилонах, воздух выпускается через жалюзийные решетки в средний тоннель (зал) и путевые стационарные тоннели

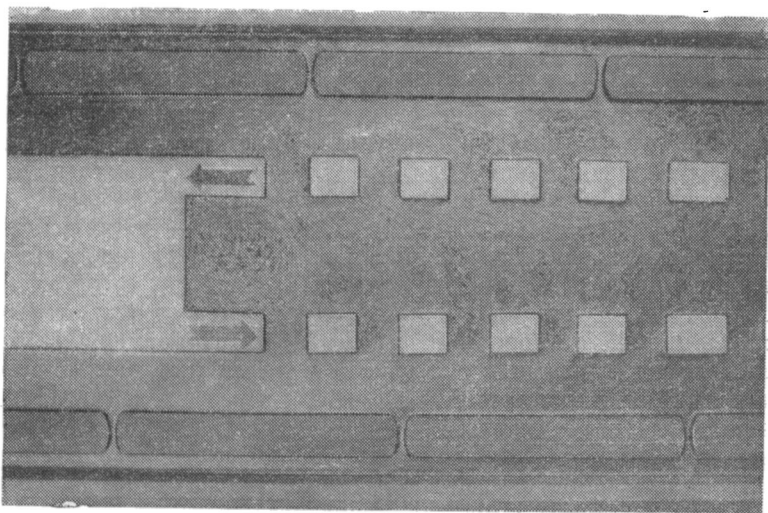


Рис. 12. III. Модель движения жидкости, имитирующая движение воздуха на пилонной станции метрополитена при наличии поездов в путевых тоннелях

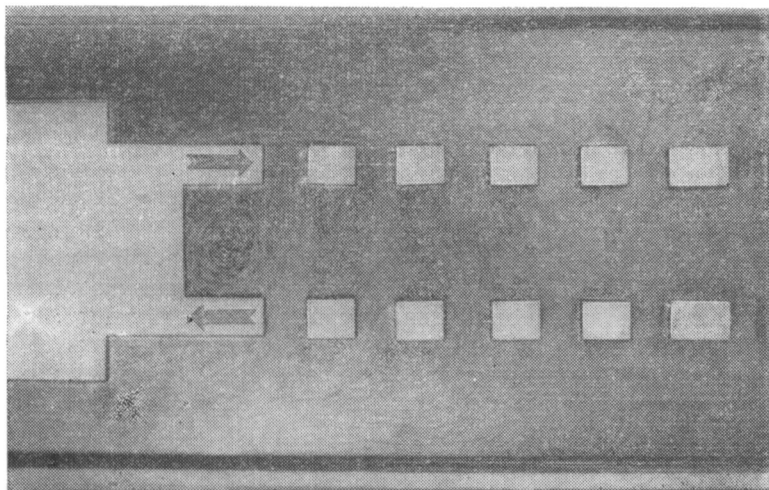


Рис. 13. III. Модель движения жидкости, имитирующая движение воздуха на пилонной станции метрополитена при отсутствии поездов в путевых тоннелях

(см. рис. 3.11). Ввиду недостаточности сечения каналов в пилонах по конструктивным соображениям 30—50% воздуха (в зависимости от производительности вентиляционной установки) выпускается через каналы, расположенные в глухих стенках посадочных платформ путевых тоннелей станции у их торцов.

При работе станционной вентиляционной установки на вытяжку (в холодный период года) воздух из перегона вытягивается через станционные вентиляционные решетки.

На станциях закрытого типа (примененных на ленинградском метрополитене) с дверьми в проемах среднего тоннеля (зала) вентиляция последнего осуществляется отдельно от путевых тоннелей. В средний тоннель (зал) воздух подается самостоятельной вентиляционной установкой из одного путевого тоннеля, а отработанный воздух поступает в другой тоннель или направляется по наклонному эскалаторному тоннелю, через входы и выходы вестибюлей на поверхность.

При строительстве 1-й очереди московского метрополитена существовало мнение о необходимости рассредоточенно подавать воздух вдоль путевых тоннелей и среднего тоннеля (зала) станций, т. е. подавать свежий воздух непосредственно в зону дыхания пассажиров [3, 4]. Однако, как показал опыт проектирования и строительства метрополитенов, выполнить это требование конструктивно сложно (особенно на станциях колонного типа). При этом наблюдениями установлено, что основная масса пассажиров находится сравнительно далеко от жалюзийных решеток. Продольные же потоки воздуха, выталкиваемые поездом с перегона при входе на станцию, имеют скорость 5—7 м/с и так интенсивно перемешивают воздух перегона с воздухом, подаваемым из жалюзийных решеток, что в зону дыхания фактически поступает такая же смесь, как и при подаче воздуха в торце станции.

При работе станционных систем вентиляции на вытяжку, что составляет в реверсивных системах примерно 50% времени года, проветривание станций осуществляется воздухом, выталкиваемым поездом с перегона. Наблюдениями установлено, что качество смешанного воздуха на станциях и перегонах одинаковое и полностью соответствует нормативным требованиям. Поэтому, не отвергая правильность постановки вопроса о желательности подачи свежего воздуха непосредственно в зону дыхания пассажиров, следует отметить, что практически это не всегда выполнимо.

Опыт эксплуатации отечественных метрополитенов показал, что в вентиляционных каналах тоннельной вентиляции в значительном количестве осаждается пыль, что вызывает необходимость ежегодной их промывки или прочистки. Поэтому основные магистральные вентиляционные каналы должны быть проходного или (в крайнем случае) полупроходного сечения. Выпускные вертикальные каналы могут быть небольшого сечения, но должны располагаться так, чтобы они просматривались и их можно было очищать.

§ 4. Вентиляция пересадочных коридоров, наклонных эскалаторных тоннелей, кассовых залов вестибюлей, уличных переходов

Пересадочные станции соединяются между собой тоннелями. При длине тоннеля менее 50 м вентиляция его осуществляется за счет разницы давления воздуха между двумя станциями разных линий, вызываемой поршневым действием движущихся поездов. При длине пересадочных тоннелей более 50 м в дополнение к вентиляции за счет разницы давления воздуха между двумя станциями разных линий необходимо предусматривать систему вентиляции с искусственным побуждением и забором воздуха из одной из станций, к которой примыкает такой тоннель, или из перегонного тоннеля, в который входит поезд со станции и рассредоточенно выпускать воздух вдоль тоннеля. Для этого под платформой пересадочного тоннеля или сбоку от него у места забора воздуха следует располагать вентиляционную установку. От нее вдоль каждой стены пересадочного тоннеля необходимо прокладывать распределительные вентиляционные каналы проходного или полупроходного сечения, от которых по вертикальным каналам с расположенными на них распределительными насадками воздух равномерно выпускается вдоль пересадочного тоннеля (рис. 14.III).

Для вентиляции наклонных эскалаторных тоннелей и кассовых залов вестибюлей при регулировании системы тоннельной вентиляции следует обеспечивать превышение притока воздуха над его вытяжкой на 15—20%. При этом излишек приточного воздуха под давлением приточных вентиляторов будет выходить на поверхность через наклонные эскалаторные тоннели и кассовые залы вестибюлей, тем самым их вентилируя.

Для метрополитенов, расположенных в районах со средней температурой воздуха самого холодного месяца $t_{х.м} < 0^\circ \text{C}$, превышение притока воздуха над его вытяжкой приобретает особое значение по сравнению с районами, где $t_{х.м} > 0^\circ \text{C}$, так как способствует в холодный период года уменьшению охлаждения кассового зала вестибюля вследствие снижения поступления в него наружного холодного воздуха через дверные проемы.

Вентиляция подземных уличных переходов, как правило, необходима в теплый период года (в наиболее жаркое время). Обычно подземные уличные переходы, примыкающие к кассовым залам подземных вестибюлей метрополитена, вентилируются через входы за счет действия гравитационных сил. Кроме того, в вентиляции переходов участвует воздух, использованный для вентиляции кассовых залов вестибюлей и поступающий в переходы через открытые дверные проемы, сообщающие переходы с кассовыми залами. На вентиляцию переходов, примыкающих к кассовым

залам, при сравнительно небольшой протяженности переходов также воздействует поршневой эффект движущихся через станцию поездов. В случаях, когда переход сооружается большой протяженности (150—200 м и более) и в нем в часы «пик» предполагаются пассажиропотоки, превышающие 25 тыс. чел в час (в особенности в районах с расчетной температурой наружного воздуха в теплый период года $t_{т, м} \geq 28^\circ \text{C}$), необходимо преду-

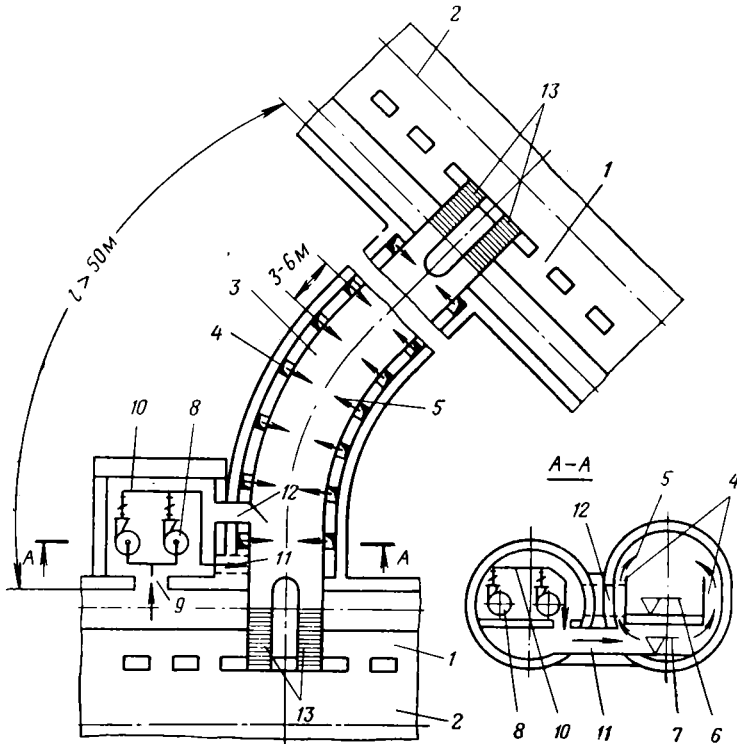


Рис. 14.III. Схема системы вентиляции пересадочных коридоров между станциями:

1 — станции; 2 — продольная ось станции; 3 — пересадочный коридор; 4 — вентиляционные отсеки у стен коридора с вертикальным каналом и регулирующими устройствами; 5 — выпуски воздуха из каналов; 6 — уровень пола коридора; 7 — уровень пола вентиляционного канала под коридором; 8 — центробежные вентиляторы в вентиляционной камере коридора; 9 — воздухозаборный тоннель со станции; 10 — воздуховоды; 11 — канал, соединяющий вентиляционную камеру с вентиляционным каналом под коридором; 12 — вход в вентиляционную камеру; 13 — лестницы

смагивать принудительную систему приточной вентиляции. При этом приточную вентиляционную установку следует располагать у перехода на среднем расстоянии между входами и подавать наружный воздух с поверхности непосредственно в сечение перехода. Расположение вентиляционной установки должно быть таким, чтобы во все направления перехода поступало необходимое ко-

личество воздуха. Если по планировке перехода такое расположение вентиляционной камеры не удастся, следует вдоль перехода по всем его направлениям предусматривать вентиляционный канал с выпускными насадками через 3—6 м для равномерного распределения воздуха вдоль перехода аналогично устройству в пересадочных тоннелях станций (см. рис. 14. III).

§ 5. Вентиляция тупиков и соединительных тоннелей между линиями метрополитена

Помимо отстоя поездов и их профилактического осмотра в тупиках производят очистку и срочный мелкий ремонт подвижного состава с электросварочными работами. Опыт эксплуатации отечественных метрополитенов показывает, что в тупиках мелкого и глубокого заложения тоннелей (в противоположность ранее существовавшему мнению) необходимо предусматривать систему вентиляции с искусственным побуждением. Для устранения производственных вредностей (пыли и газа) в конце тупиков следует располагать вытяжную вентиляционную установку и ствол шахты.

Для этого целесообразно использовать ближайшую шахту, предназначенную для производства работ. Шахту следует располагать так, чтобы ее можно было удобно использовать для постоянной вентиляционной установки и временно — для производства работ. Вентиляцию следует производить последовательно: воздух, поступающий на станцию, пропускают через все тоннели тупиков и отводят через шахту на поверхность (рис. 15, III). Для возможности экстренной подачи свежего воздуха

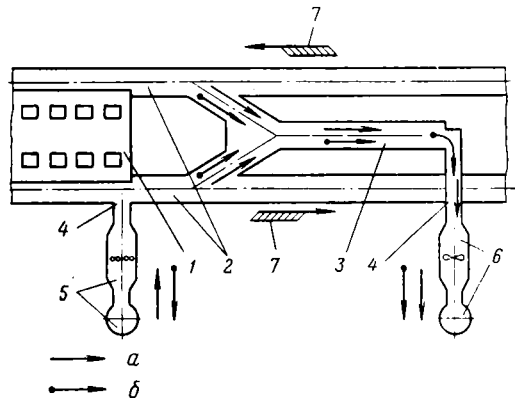


Рис. 15. III. Схема системы вентиляции тупиков с расположением вентиляционных установок и шахт в конце тупиков:

1 — станция; 2 — перегонные тоннели; 3 — тупик; 4 — вентиляционные камеры и шахты станции; 6 — вентиляционная камера и шахта тупика; 7 — направление движения поездов; а, б — направления движения воздуха в теплый и холодный периоды года соответственно

в тупики вытяжную вентиляционную установку следует предусматривать реверсивной. Если в конце тупика шахту расположить невозможно (особенно в тупиках глубокого заложения) и тупик имеет большое сечение (двухпутный), под его сводом можно устраивать воздуховод в виде подшивного отсека, по которому можно подавать в конец тупика (или извлекать оттуда) воздух

вентиляционной установкой у шахты, располагаемой в этом случае вблизи станции. В некоторых случаях (см. систему № 3), когда вентиляционная установка станции расположена у тупиков, работает на вытяжку, можно использовать станционный ствол шахты также и для вытяжки воздуха

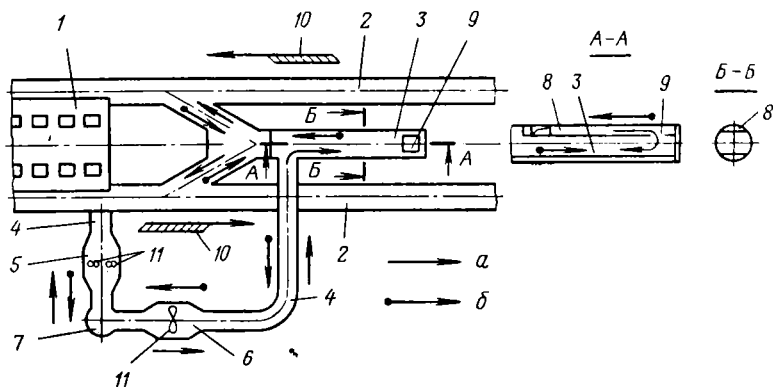


Рис. 16. III. Схема системы вентиляции тупиков с расположением вентиляционных установок у станционной шахты:

1 — станции; 2 — перегонные тоннели; 3 — тупик; 4 — вентиляционные тоннели; 5 — вентиляционная камера станции; 6 — вентиляционная камера тупика; 7 — шахта; 8 — воздуховод (подшивной отсек под сводом тупика); 9 — вентиляционный проем в подшивном отсеке; 10 — направление движения поездов; 11 — вентилятор осевой; а, б — направление движения воздуха в теплый и холодный периоды года соответственно

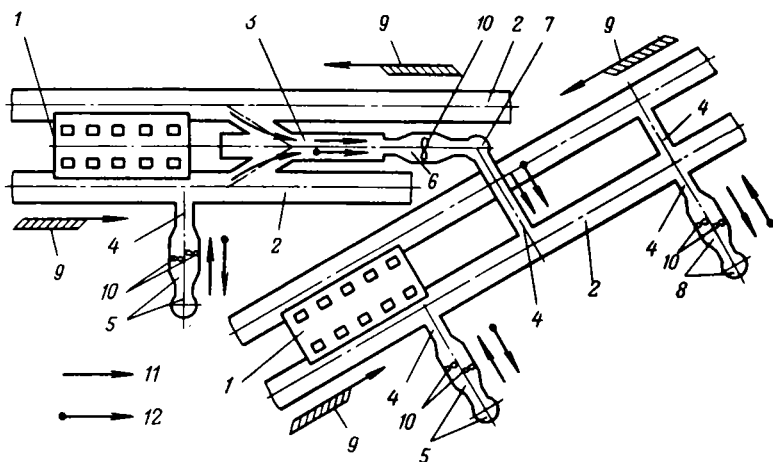


Рис. 17. III. Схема системы вентиляции тупиков при расположении двух линий метрополитена рядом:

1 — станции; 2 — перегонные тоннели; 3 — тупик; 4 — вентиляционные тоннели; 5 — вентиляционные камеры и шахты станций; 6 — вентиляционная камера тупика; 7 — «слепая» шахта тупика; 8 — вентиляционная камера и шахта перегона; 9 — направление движения поездов; 10 — вентилятор осевой; 11, 12 — направление движения воздуха в теплый и холодный периоды соответственно

из тупиков (рис. 16.III). В этом случае для тупиков следует устанавливать самостоятельную вентиляционную установку, работающую параллельно со станционной. В случаях расположения шахт для строительства тоннелей на значительных расстояниях от тупиков (70—120 м) целесообразно использовать эту шахту также и для вентиляции тупиков. Для соединения тупиков с шахтой сооружаются вентиляционные тоннели (обычно диаметром 2,5 м). При этом отпадает необходимость сооружения специальной вентиляционной шахты непосредственно у тупиков. Если тупики одной линии метрополитена находятся в непосредственной близости с пересекающимися ее тоннелями другой линии, допустимо вместо сооружения шахты присоединить вентиляционную установку тупиков к перегонным тоннелям другой линии (рис. 17.III). В этом случае воздух тупиков через перегонные тоннели другой линии и ее перегонную вентиляционную установку будет выходить на поверхность, минуя станции. При реверсивных системах вентиляции в холодный период года такая вентиляция несколько ухудшит санитарные условия ближайших станций. Однако, учитывая сильное перемешивание воздуха тупиков с воздухом перегонных тоннелей, качество воздушной среды обычно находится в пределах норм. Соединительные тоннели между линиями метрополитена вследствие редкого движения по ним подвижного состава фактически остаются без интенсивной вентиляции. В этих тоннелях выделения вредных веществ отсутствуют. В задачу вентиляции этих тоннелей входит снижение высокой относительной влажности, создающейся вследствие крайне незначительных тепловыделений. При длине соединительного тоннеля до 500 м минимально необходимая его вентиляция может осуществляться вследствие возникающей разницы давления воздуха между двумя линиями в пределах 1,5—3 кгс/см². Если длина соединительного тоннеля превосходит указанную величину, у тоннеля следует соорудить вентиляционную шахту, которая обычно вначале используется для производства работ по сооружению тоннеля.

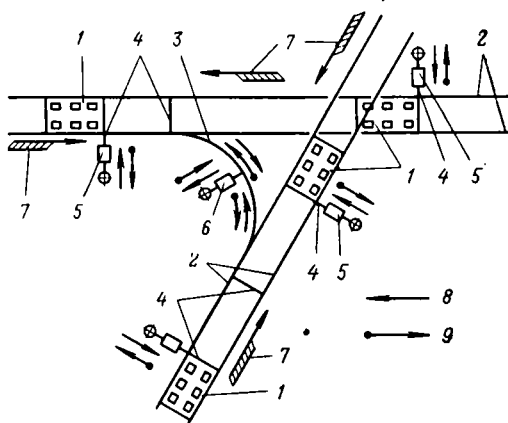


Рис. 18.III. Схема системы совмещенной вентиляции соединительного тоннеля и тоннелей двух линий:

1 — станции; 2 — перегонные тоннели; 3 — соединительный путевой тоннель между двумя линиями метрополитена; 4 — вентиляционные тоннели; 5 — вентиляционные камеры и шахты станций; 6 — вентиляционная камера и шахта соединительного путевого тоннеля; 7 — направление движения поездов; 8, 9 — направление движения воздуха в теплый и холодный период года соответственно

Производительность вентиляционной установки такой шахты следует включать в баланс вентиляции одной или двух линий и режим работы установки увязывать с режимом работы вентиляционных установок тоннельной вентиляции этих линий. В некоторых случаях при небольшой длине перегонов (600—800 м) двух линий вентиляционная установка на соединительном тоннеле может заменить две перегонные вентиляционные установки, обеспечивая хорошую вентиляцию соединительного тоннеля (рис. 18. III).

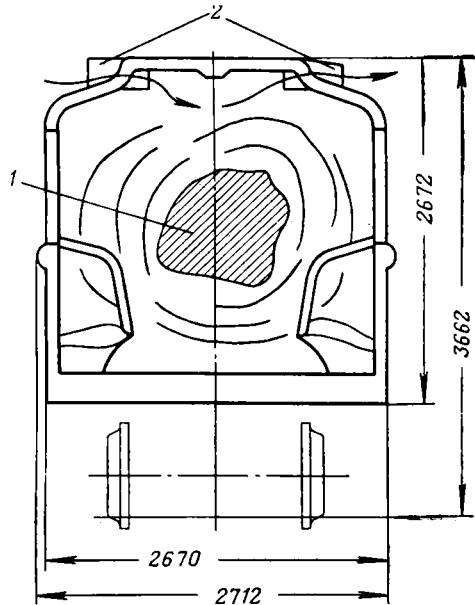
§ 6. Вентиляция тоннелей на участках их выхода на поверхность

Подземные линии метрополитена выходят на поверхность для обеспечения вывода подвижного состава в депо и соединения с наземными линиями метрополитена. При выборе схемы вентиляции выходных участков тоннелей, располагающихся между конечной подземной станцией и порталом, следует учитывать поступление в тоннели в холодный период года наружного воздуха, что может привести к переохлаждению тоннелей и станции и, как следствие, к нарушению их гидроизоляции. Это особенно существенно для метрополитенов в районах со средней температурой самого холодного месяца $t_{х.м} < 0^\circ \text{С}$. Для вентиляции этих участков тоннелей необходимо размещать вентиляционные установки тоннельной вентиляции и определять их производительность с учетом поступления через порталы наружного воздуха и предусматривать специальные мероприятия против переохлаждения участков тоннелей и примыкающей к ним конечной станции — циркуляционные проемы (сбойки), диафрагмы, воздушные завесы и др. (см. § 6 и 7 главы VIII).

§ 7. Вентиляция вагона метрополитена

Действующие до настоящего времени вагоны отечественного метрополитена типов А, Б, Г, Д и Е вентилируются с использованием энергии движения поездов. Сверху вагонов расположены вентиляционные черпаки, обращенные в противоположные стороны (до 13 штук с каждой стороны вагона). При движении поезда воздух через 13 черпаков с одной стороны поступает в вагон, а через другие 13 возвращается в тоннель. Этим осуществляется вентиляция вагона. В случае необходимости вентиляция вагона может быть усилена за счет открывания окон. При скорости поезда 60 км/ч количество воздуха, поступающего в вагон и уходящего из него через черпаки, составляют 5000—6000 м³/ч, что обеспечивает 40—47-кратный воздухообмен в вагоне. Эксплуатация такой системы вентиляции показала ее несовершенство, состоящее

в том, что при большой скорости движения поезда в вагоне создается сильное дутье, неприятно сказывающееся на пассажирах, и в то же время плохо проветривается средняя часть вагона, так как там образуются застойные зоны (рис. 19.III). Кроме того, сообщение салона вагона с путевым тоннелем через черпаки и открытые окна приводит к передаче в салон вагона недопустимо высокого шума, доходящего до 85—87 дБ при 250—500 Гц. В модернизированном вагоне типа $E_{ч.с.}$, а также в вагоне типа И, который заменит выпускаемый в настоящее время вагон типа Е, предполагается некоторое улучшение системы вентиляции, заключающееся в том, что в кабине машиниста этого вагона предусматривается установка кондиционера с фильтрами для очистки воздуха от пыли, работающего по прямой схеме и подающего в кабину 75—130 м³/ч воздуха. При этом температура в кабине находится в пределах 16—21° С. Воздух из кондиционера выпускается вверх на переднее стекло. Кроме того, в этих вагонах предусматривается подача в салон очищенного от пыли воздуха (5000—6000 м³/ч) не черпаками, а вентиляционными агрегатами, расположенными под диванами. Выпуск воздуха предусматривается вверх через решетки, расположенные в нижней части окон. Предполагается, что такое направление выпуска воздуха улучшит его распределение в салоне. Для снижения уровня шума в вагоне эксплуатация последнего предусмотрена с закрытыми окнами. Таким образом, система вентиляции вагона типа И кардинально улучшает проветривание кабины машиниста и несколько улучшает проветривание салона вагона.



Измерения, проведенные автором на эксплуатируемых вагонах типа Д московского метрополитена показали, что в жаркое время года при температуре воздуха на станциях около $t = +26^{\circ}\text{C}$ и относительной его влажности около $\phi = 50\%$ повышение температуры в вагоне составляет $\Delta t = +2 \div +5^{\circ}\text{C}$, т. е. температура в вагоне в часы «пик» достигает $t = +31^{\circ}\text{C}$, а относительная

влажность $\varphi = 65 \div 75\%$. По всей вероятности, аналогичные условия сохраняются и в вагоне типа И.

Это повышение температуры и влажности воздуха происходит главным образом за счет тепло- и влаговыделения от пассажиров.

Дальнейшее улучшение воздушной среды салона вагона должно идти за счет устройства кондиционирования воздуха в салоне с использованием энергии движения поезда, переходящей в тепло, и рециркуляционной системы вентиляции при подаче в салон незначительного количества воздуха из тоннеля (только для поддержания его нормального газового состава). В пределах в задачу кондиционирования воздуха должно входить поддержание в салонах вагонов параметров воздуха, соответствующих станциям метрополитена данной линии.

§ 8. Основные положения расчета тоннельной вентиляции метрополитена

Необходимый воздухообмен следует рассчитывать в зависимости от гидрогеологических и климатических условий района расположения метрополитена, а также его размеров движения, предварительно выбрав систему тоннельной вентиляции по табл. 1. III. Расчет воздухообмена тоннельной вентиляции выполняется для основных сооружений метрополитена (станций, перегонных тоннелей, съездов, тупиков и соединительных тоннелей между линиями) по следующим факторам: тепловыделению (с учетом теплопоступления в грунт и его охлаждения), выделению газовых вредных веществ, минимально необходимому количеству свежего воздуха для дыхания людей и минимально допустимой кратности воздухообмена.

Источники тепловыделения и выделения газовых вредных веществ изложены выше, а методы определения их значений приведены в главе IV.

Расчет теплопоступления в грунт и его охлаждения требует знания теплофизических свойств грунтов, окружающих тоннели, методы определения которых приведены в главе V.

Минимально необходимое количество свежего воздуха для дыхания пассажиров и обслуживающего персонала определяется исходя из необходимости подачи его в часы «пик» на одного человека не менее $50 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Минимально допустимая кратность воздухообмена равна отношению минимально допустимого количества подаваемого для вентиляции воздуха к внутреннему объему сооружения.

Наибольший воздухообмен, получаемый при расчете, принимается за определяющий при условии, что он выше минимально

допустимой кратности κ воздухообмена ($\kappa \geq 3$). В противном случае воздухообмен принимается по минимально допустимой кратности воздухообмена. Как правило, определяющим воздухообмен бывает при расчете по тепловыделениям в том случае, когда частота движения в часы «пик» $n_{\text{п}} \geq 24$ пар поездов в час, а количество вагонов отечественного производства в поезде $n_{\text{в}} \geq 5$. Такие размеры движения соответствуют «условной интенсивности движения» [45]

$$n_{\text{у.и}} = n_{\text{п}} n_{\text{в}} \geq 120. \quad (2.111)$$

Это справедливо при отсутствии обильных газовыделений в тоннели из окружающих их грунтов, что устанавливается предварительно путем изысканий.

Для расчета воздухообмена, выбора системы тоннельной вентиляции и установления режима ее работы определяющими являются гидрогеологические и метеорологические параметры, а также характеристика метрополитена.

Гидрогеологическими параметрами являются теплофизические свойства окружающих тоннели грунтов (теплопроводность λ , ккал/м·ч·°С; теплоемкость C , ккал/кг; объемная влажность w , %; плотность γ , кг/м³), их температура $t_{\text{гр}}$, °С, гидростатическое давление грунтовых вод на обделку тоннеля H , м, химический состав и интенсивность газовыделения из грунтов. Данные, характеризующие теплофизические свойства грунтов, приведены в приложении 1.

Метеорологическими параметрами являются расчетные наружные температуры $t_{\text{нар}}$ (средняя температура самого жаркого месяца $t_{\text{т.м}}$ и расчетная температура холодного периода года $t_{\text{х.п}}$, средняя температура самого холодного месяца $t_{\text{х.м}}$ и расчетная температура воздуха на станциях метрополитена $t_{\text{ст}}$ с соответствующими им теплосодержанием и относительной влажностью воздуха) (приложение 5).

Характеристиками метрополитена являются условная интенсивность движения $n_{\text{у.и}}$, пассажиропотоки, величина выделения всех видов вредных в тоннелях, геометрическая и аэродинамическая характеристики тоннелей, приведенные в главе VII.

При определении воздухообмена по фактору тепловыделений следует учитывать максимальное использование теплоаккумулирующей способности обделки тоннелей и окружающих их грунтов.

В основу приведенной ниже разработанной автором методики такого расчета положен такой режим работы тоннельной вентиляции, при котором в теплое время года (когда теплоассимилирующая способность наружного воздуха сравнительно низка) будет обеспечиваться максимально возможное теплоотупление из тоннелей в грунт, а в холодный период года (когда теплоассимилирующая способность наружного воздуха значительно возрастает) будет происходить такое охлаждение грунта, чтобы его температура

к началу ежегодного теплого периода близко соответствовала естественной первоначальной. При этом в теплый период года только часть выделяемого тепла (теплоизбытки) ассимилируется наружным воздухом, подаваемым в тоннели для вентиляции, а остальная часть тепла аккумулируется обделкой тоннеля и грунтом. В холодный период года наружным воздухом ассимилируется все тепло, выделяемое в тоннеле и поступающее из грунта вследствие его охлаждения. Основой указанного режима работы тоннельной вентиляции является поддержание параметров воздуха в тоннелях в теплый и холодный периоды года в соответствии с естественной температурой грунта.

Воздухообмен, определенный при этих условиях, дает возможность в теплое время года сократить его до 30% по сравнению с условиями, когда в холодный период года ежегодно грунт не охлаждается до первоначальной его температуры. Практически во всех метрополитенах возможно использование этого метода расчета, за исключением тех случаев, когда температура грунта выше или равна расчетной температуре теплого периода года, т. е. когда $t_{гр} \geq t_{т. м.}$

Разработанная методика позволяет с достаточной для практики точностью определять тепловыделение в тоннелях, теплопоглощение в грунты, их охлаждение, величину воздухообмена, в зависимости от принятой схемы тоннельной вентиляции. В течение 30 лет по этой методике определялся воздухообмен тоннельной вентиляции почти всех линий отечественных метрополитенов.

Опыт эксплуатации тоннельной вентиляции показал, что при соблюдении проектного режима работы происходит близкое совпадение расчетных и фактических параметров.

На линиях Московского метрополитена, имеющих наибольшую интенсивность движения, по сравнению с метрополитенами других городов СССР, неоднократно проводились Метрогипротрансом и службой сантехники Московского метрополитена специальные исследования параметров тоннельной вентиляции и их соответствия расчетным, которые показали удовлетворительную сходимость. Результаты некоторых исследований приведены в § 9 главы VI и в работе [62].

После расчета воздухообмена определяется число вентиляционных установок на линии, места их расположения, а также число вентиляционных агрегатов в каждой установке.

Затем производится расчет аэродинамического сопротивления системы тоннельной вентиляции, после чего устанавливается характеристика вентиляционных агрегатов (тип, производительность, давление, угол установки лопаток рабочих колес вентиляторов, тип и мощность электродвигателя) и разрабатывается режим работы вентиляционных установок в течение года.

В зависимости от климатических условий района расположения метрополитена может оказаться необходимым выполнение расчетов по охлаждению, увлажнению, осушению или подогреву

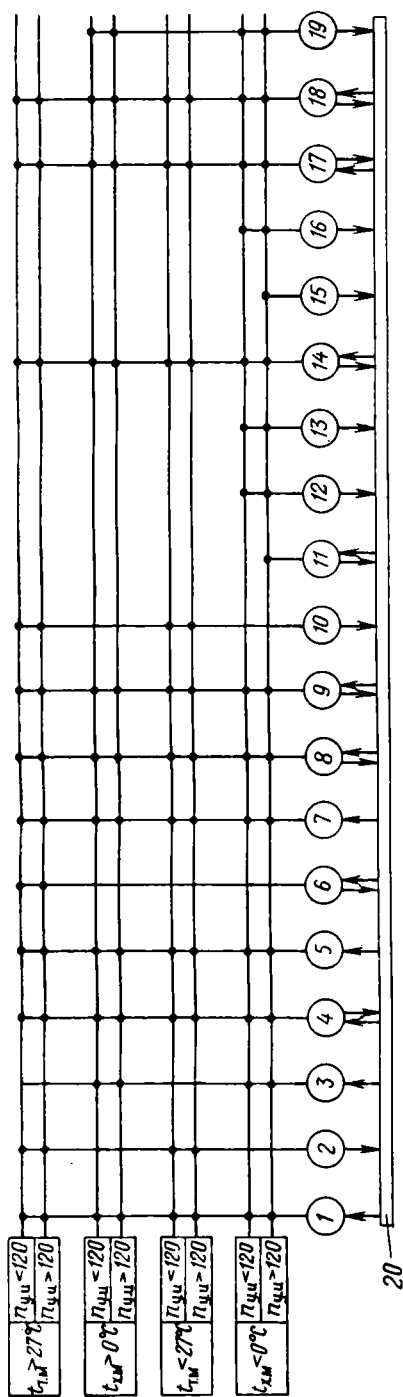


Рис. 20. III. Диаграмма видов расчетов вентиляции метрополитенов в зависимости от климатических условий и размеров движения:

1 — расчет количества вредных, выделяемых в тоннелях и станциях (глава IV); 2 — расчет теплопередачи в грунт в теплый период года (глава VI); 3 — расчет охлаждения грунта в холодный период года (глава V); 4 — выбор принципиальной схемы тоннельной вентиляции (глава VIII); 5 — расчет воздухообмена в тоннелях (глава VII); 6 — расчет охлаждающих установок тоннельной вентиляции (глава VIII); 7 — расчет глушения вентиляционного шума (глава VIII); 8 — аэродинамический расчет вентиляционных установок (глава VII); 9 — расчет проветриваемых установок на станциях (глава VII); 10 — расчет подогревательных противосмерстных установок для электрооборудования (глава VI); 11 — расчет воздушных завес в порталах тоннелей (глава X); 12 — расчет воздушно-тепловых завес в вестибюлях (глава X); 13 — расчет подогрева ступеней лестничных завес в порталах склона (глава X); 14 — расчет теплоизоляции машинных помещений экскаваторов (главы IV и IX); 15 — расчет подогрева воздуха (глава VII); 16 — расчет теплоизоляции конструкций тоннельных сооружений (глава VIII); 17 — расчет воздухообмена местных систем вентиляции; 18 — расчет вентиляции СТП и аккумуляторных (глава IX); 19 — расчет теплоснабжения станций (глава X); 20 — среда станций, перетонных тоннелей, подсобных сооружений и окружающих их грунтов

воздуха, а также по расчету воздушно-тепловых или воздушных завес у порталов, необходимость расчета которых определяется значениями $n_{y, и}$, $t_{т, м}$ и $t_{х, м}$.

Подробные методики и примеры расчетов тоннельной вентиляции метрополитена приведены в главах IV, V, VI, VII и VIII.

Перечень видов необходимых расчетов при проектировании тоннельной вентиляции в зависимости от значения параметров $n_{y, и}$, $t_{т, м}$ и $t_{х, м}$ приведен на диаграмме (рис. 20.III).

По данной теории расчетов воздухообмена тоннельной вентиляции в настоящее время разрабатывается алгоритм для выполнения расчетов на ЭВМ, что даст возможность в сотни раз сократить необходимое время их выполнения.

Глава IV **Определение количества вредностей, выделяющихся в тоннелях и притоннельных сооружениях метрополитенов**

§ 1. Тепловыделения

Тепловыделения на станциях и перегонных тоннелях. В электродвигателях подвижного состава электрическая энергия преобразуется в механическую, затрачиваемую на движение поезда, а затем в виде тепла передается в окружающую среду. При торможении энергия не рекуперирована, поэтому практически вся электрическая энергия, поступающая с тяговых электроподстанций на шины токоведущего рельса, переходит в тепло, количество которого может быть определено по формуле

$$Q_1 = 864 \cdot 2n_n n_{\text{в}} N_{\text{уд}} l_{\text{пер}} (G_{\text{ваг}} + G_{\text{пас}} n_{\text{пас. ваг}}), \text{ ккал/ч}, \quad (1. IV)$$

где 864 — тепловой эквивалент 1 кВт электрической энергии, ккал/кВт·ч; 2 — значение парности поездов; n_n — число пар поездов, движущихся по трассе в час (частота движения); $n_{\text{в}}$ — число вагонов в поезде; $N_{\text{уд}}$ — удельный расход электроэнергии, затрачиваемой на движение поездов и потери в токоведущем рельсе, кВт/т·км; $l_{\text{пер}}$ — длина перегона участка трассы (обычно за длину перегона принимается расстояние между осями двух смежных станций; в системе № 3 длина перегона равна расстоянию между осями двух крайних станций при общем их количестве на расчетном участке, равном трем; в системах № 7 и 8 длина перегона равна суммарному расстоянию между двумя крайними вентиляционными шахтами на трех смежных перегонах), км; $G_{\text{ваг}}$ — масса одного вагона, т; $G_{\text{пас}}$ — средняя масса одного пассажира, т; $n_{\text{пас. ваг}}$ — расчетное количество пассажиров в вагоне.

Значения n_n , $n_{\text{ваг}}$ и $n_{\text{пас. ваг}}$ принимаются на основании специальных расчетов пропускной способности и пассажиропотока проектируемого метрополитена при его перспективном развитии в соответствии со СН и П II-Д.3—68 [45] и для первого периода эксплуатации (10—15 лет).

Среднечасовое число пассажиров за время работы метрополитена в сутки, одновременно находящихся на расчетном участке трассы (между осями двух смежных станций), состоит из пассажиров, находящихся на станциях (в поездах и на платформе) и в движущихся поездах на перегоне, и определяется по формуле

$$n_{\text{пас. у}} = \frac{2n_{\text{п}}n_{\text{ваг}}n_{\text{пас. ваг}}l_{\text{пер}}}{v_{\text{п}}} + \frac{(n_{\text{пас. ст 1}} + n_{\text{пас. ст 2}})z_{\text{пас}}}{2 \cdot 60}, \quad (2.1V)$$

где $v_{\text{п}}$ — средняя эксплуатационная скорость движения поезда по трассе данной линии; определяется специальными расчетами и обычно составляет 35—50 км/ч; $\frac{n_{\text{пас. ст 1}} + n_{\text{пас. ст 2}}}{2}$ — сумма среднечасовых пассажиропотоков за время работы метрополитена в сутки на двух смежных станциях расчетного участка (с учетом посадки и высадки по двум платформам); $z_{\text{пас}}$ — расчетная продолжительность пребывания пассажиров на станциях с момента их входа на платформу до момента выхода со станции или с момента прибытия пассажиров в поезде на станцию до момента их выхода с платформы, мин.

Из опыта эксплуатации отечественных метрополитенов значение $z_{\text{пас}}$ рекомендуется принимать в пределах 3—5 мин, меньшее значение следует принимать при средней частоте движения больше 28 пар поездов в час, а большее значение — при средней частоте движения меньше 20 пар поездов в час. Более точно это время определяется следующим образом. Продолжительность движения пассажира от начала платформы до ее середины (при длине платформы 155 м) со средней скоростью движения 3,6 км/ч равна

$$\frac{155 \cdot 60}{2 \cdot 3,6 \cdot 1000} = 1,3 \text{ мин.}$$

Продолжительность стоянки поезда на станции 0,5 мин. Средняя продолжительность ожидания пассажиром очередного поезда при средней частоте движения 28 и 14 пар поездов в час равна соответственно

$$\frac{60}{28 \cdot 2} = 1,07 \text{ мин;}$$

$$\frac{60}{14 \cdot 2} = 2,1 \text{ мин.}$$

Таким образом, при средней частоте движения 28 пар поездов в час $z_{\text{пас}} = 1,2 (1,3 + 0,5 + 1,07) = 3,5$ мин, а при средней частоте движения 14 пар $z_{\text{пас}} = 1,2 \times (1,3 + 0,5 + 2,1) = 4,7$ мин (1,2 — коэффициент, учитывающий более длительную задержку на платформе части пассажиров).

Количество тепла, выделяющегося при движении поездов, зависит от суточного графика их движения и характера пассажиропотока, изменяющегося в течение суток. Вследствие большой тепловой инерции ограждающих конструкций и грунта, окружа-

ющего тоннели, колебания температуры воздуха в тоннеле значительно отстают от кратковременных пиковых колебаний тепловыделений. Существенное влияние на изменение температуры воздуха в тоннеле оказывают длительно действующие тепловыделения, отвечающие по величине среднечасовым тепловыделениям за время действия метрополитена в сутки. Поэтому при расчете тепловыделений следует принимать среднечасовые значения частоты движения подвижного состава, пассажиропотока и заполнения вагонов за время действия метрополитена в течение суток. Из опыта эксплуатации отечественных метрополитенов перерыв в движении поездов (для профилактического осмотра и ремонтных работ) составляет 3—4 ч в сутки. Средняя частота движения $n_{\text{д}}$ за 21—20 ч работы метрополитена в сутки может быть определена по эксплуатационному графику движения и обычно составляет 60—

Таблица 1.IV

Часы суток	Частота движения 7-вагонных поездов для		
	45-парного графика*	40-парного графика*	36-парного графика*
0—1	9 (20)	14 (35)	11 (31)
1—2	2 (4)	3 (8)	3 (8)
2—3			
3—4	Перерыв в движении поездов		
4—5			
5—6	17 (38)	19 (48)	18 (50)
6—7	27 (60)	29 (73)	20 (56)
7—8	42 (93)	37 (93)	32 (89)
8—9	45 (100)	40 (100)	36 (100)
9—10	30 (67)	25 (63)	26 (73)
10—11	26 (58)	23 (58)	22 (61)
11—12	24 (53)	22 (55)	20 (56)
12—13	24 (53)	23 (58)	20 (56)
13—14	27 (60)	22 (55)	20 (56)
14—15	29 (65)	23 (58)	22 (61)
15—16	30 (67)	27 (68)	24 (67)
16—17	36 (80)	33 (83)	26 (73)
17—18	41 (91)	37 (93)	32 (89)
18—19	42 (93)	37 (93)	34 (95)
19—20	41 (91)	36 (90)	27 (75)
20—21	34 (76)	30 (75)	24 (67)
21—22	29 (65)	26 (65)	20 (56)
22—23	20 (45)	20 (50)	17 (47)
23—24	12 (26)	16 (40)	12 (34)
Среднее за 21 ч действия метрополитена в сутки	27,9 (62)	25,8 (64,5)	22,2 (61,7)

Примечание. В скобках приведены данные в % от максимального значения.

* Частота движения в часы «пик».

67% максимальной расчетной частоты. В табл. 1.IV приведены данные, характеризующие движение поездов на трех линиях Московского метрополитена в течение 21 часа работы в сутки.

Количество пассажиров в каждом вагоне следует определять для каждого перегона исходя из расчетов пассажиропотоков.

В табл. 2.IV приводится соотношение между пассажиропотоком и количеством пассажиров в вагоне по трем станциям Московского метрополитена (по двум пересадочным станциям с наибольшим пассажиропотоком и одной станции с наименьшим), полученное на основании обследования, проведенного в 1968 г.

Т а б л и ц а 2. IV

Станция	Пассажиропоток, учитывающий посадку-высадку по двум платформам станции и пересадку $n_{\text{пас. ст.}}$ тыс. чел.			Количество пассажиров в вагоне, $n_{\text{пас. в}}$	
	максимальный часовой	суточный	средне-часовой за 21 ч	максимальное	среднее по прибытию и отправлению по двум платформам за 21 ч
«Площадь Свердлова»	66,5	584,1	28	150	45
«Площадь Революции»	41,2	394,4	18,7	155	69
«Красносельская»	6	55,7	2,7	47	30

Величина $N_{\text{уд}}$ зависит от скорости движения поездов (с увеличением скорости движения она увеличивается), профиля пути (с увеличением подъема она увеличивается), числа горизонтальных кривых трассы и их кривизны (с уменьшением радиуса кривизны и увеличением числа кривых трассы она увеличивается), длины перегонов между станциями (с уменьшением длины перегонов она увеличивается), характеристики двигателей передачи и пусковых сопротивлений поезда, а также от аэродинамических характеристик тоннеля и поезда. В аэродинамическую характеристику тоннеля и поезда в данном случае входят коэффициенты аэродинамического сопротивления трению поверхностей тоннеля и поезда $\lambda_{\text{т}}$ и $\lambda_{\text{в}}$, коэффициенты обтекаемости и лобового сопротивления поезда $C_{\text{в}}$, отношение площади зазора между поездом и обделкой тоннеля к истинной площади живого сечения тоннеля $F_{\text{з}}/F_{\text{ист. т}}$ и расстояние между двумя движущимися поездами, находящимися на данном перегоне, $l_{\text{п}}$. Значение $N_{\text{уд}}$ будет увеличиваться при увеличении $\lambda_{\text{т}}$, $\lambda_{\text{в}}$, $C_{\text{в}}$, и уменьшении $l_{\text{п}}$ и отношения $F_{\text{з}}/F_{\text{ист. т}}$.

При расчетах тепловыделений удельный расход электроэнергии следует принимать для каждого перегона на основании тяго-

вых расчетов, учитывающих грузоподъемность, скорость и частоту движения поездов, а также вышеизложенные характеристики трассы. Однако допустимо принимать величину $N_{уд}$ средней и равномерной на протяжении всей трассы данной линии. Несмотря на то что на спусках электроэнергии расходуется значительно меньше, чем на подъемах, можно считать, что тепловыделения все же уравниваются по длине трассы данной линии, так как при спусках нагретые части вагонов (бандажи, электродвигатели и др.) отдают тепло, которое они запасли на подъемах, а также вследствие активного перемешивания воздуха в тоннелях, вызванного движением поездов. Величина $N_{уд}$ является основным параметром, определяющим тепловыделения в тоннелях, поэтому необходимо тщательно подойти к ее определению для правильного расчета вентиляционного воздухообмена. Ниже приводятся фактические средние значения $N_{уд}$, определенные автором на основании данных эксплуатации Кировско-Фрунзенской линии Московского метрополитена от станции «Сокольники» до станции «Университет» (14 станций) за 1960—1963 гг. Величина $N_{уд}$ определялась по формуле

$$N_{уд} = \frac{N}{2z l_{тр} n_p \left(G_n + \sum_{i=1}^{n_{пас}} G_{пас} \right)}, \text{ кВт/ткм.} \quad (3.1V)$$

где N — фактический расход электроэнергии по данным счетчиков на фидерах токоведущего рельса в тяговых подстанциях, кВт·ч; z — время в течение которого счетчиками учтен расход электроэнергии, соответствующий числу рабочих часов метрополитена за это время, ч; $l_{тр}$ — расчетная длина трассы тоннеля (два пути) между съездами за двумя конечными станциями данной линии, соответствующая длине токоведущего рельса, расход электроэнергии N на фидерах которого учтен счетчиками, км; G_n — собственная масса поезда, т; $\sum_{i=1}^{n_{пас}} G_{пас}$ — суммарная масса пассажиров в поезде, т.

При расчете средняя масса пассажира принималась $G_{пас} = 0,07$ т.

На трассе в течение этого времени использовались вагоны типа Д массой 36,5 т. Результаты расчетов приведены в табл. 3.IV. Фактические значения $N_{уд}$ для других линий Московского, Ленинградского и Киевского метрополитенов за период 1960—1963 гг. показали их близкое совпадение с данными табл. 3.IV.

В случае отсутствия данных тяговых расчетов при среднем уклоне трассы линии не более 0,01, средней эксплуатационной скорости движения поезда 34—50 км/ч, вагонах типа Д и Е величину $N_{уд}$ для линии метрополитена можно определить с точно-

Таблица 3.IV

Период (месц. год)	Фактический расход электроэнер- гии N, кВт·ч	Среднесуточ- ное число ловов (z) и го- рочных часов метрополи- тена	Среднеасо- воид расходу- емости электроре- спер- N, кВт·ч	Среднеасо- воид число пар поездов n	Число ваго- нов в поезде n _в	Собственная масса поезда С _{п.в}	Среднесуточное число пассажиров, находящихся в вагонах		Масса пас- сажиров в поезде Σ С _{п.в}	Рассчитанная длина трассы L _{тр. км}	Удельный расход электр. энергии на тягу кВт/ТМ
							в одном вагоне	в поезде			
Июнь 1960	183110*	19	9640	24,5	6	219,0	45	270	18,9	15,2	0,0548
Декабрь 1960	173500*	19	9237	24,6	6	219,0	46	276	19,3	15,2	0,0522
Июль 1961	228540*	19	11923	25,9	7	255,5	40	280	19,6	15,2	0,0544
Декабрь 1961	215200*	19	11926	25,4	7	255,5	42	294	20,6	15,2	0,0535
Июнь 1962	220010*	19	11579	26,2	7	255,5	42	294	20,6	15,2	0,0530
Декабрь 1962	217680*	19	11456	26,0	7	255,5	42	294	20,6	15,2	0,0529
1960	64550000**	6935	9308	24,8	6	219,0	45	270	18,9	15,2	0,0522
1961	75542000**	6935	10892	25,6	7	255,5	42	294	20,6	15,2	0,0547
1962	79876000**	6935	11518	26,1	7	255,5	42	294	20,6	15,2	0,0530

*) Среднечасовой за время действия метрополитена в течение суток (за исключением воскресных и праздничных дней).

**) Среднечасовой за время действия метрополитена.

Таблица 4.IV

Тип вагона	Допускаемая максимальная скорость движе- ния, км/ч	Вместимость вагона, чел. максимально допустимая	Длина вагона по торцам стенной, м	Ширина вагона, м	Высота ва- гона от го- ловки рель- сов, м	Площадь попе- речного сечения вагона, F _{ваг} , м ²	Масса вагона (без пассажи- ров), т	
							51,7 + 36,3 = 44	51,7 + 36,3 = 44
А*)	65	270	18,4	2,7	3,7	9	$\frac{51,7 + 36,3}{2} = 44$	$\frac{51,7 + 36,3}{2} = 44$
Б*)	65	270	18,4	2,7	3,7	9		
Г**)	75	270	18,77	2,7	3,7	9		43,7
Д***)	75	270	18,77	2,7	3,7	9		36,5
Е****)	90	270	18,77	2,7	3,7	9		32
В _с *****)	90	270	18,77	2,7	3,7	9		32
И***)	100	305	18,84	2,86	3,7	9,6		29,5

*) В поезде один вагон моторный, а второй прицепной (масса средняя).

**) Каждый вагон моторный.

***) Средняя расчетная вместимость вагона определяется для каждой линии по расчетному пассажиропотоку.

стью $\pm 5\%$ по следующей упрощенной эмпирической формуле автора

$$N_{уд} = 0,0071 \sqrt{\frac{v_{п}}{l_{пер. ср} \frac{F_3}{F_{ист. т}}}}, \text{ кВт/ткм}, \quad (4.IV)$$

где $v_{п}$ — средняя эксплуатационная скорость движений поезда, км/ч; $l_{пер. ср} = l_{тр}/(n_{ст} - 1)$ — среднее расстояние между станциями данной линии, км; $l_{тр}$ — длина трассы между съездами, расположенными за двумя конечными станциями данной линии, км; $n_{ст}$ — число станций на данной линии метрополитена; $F_3 = F_{ист. т} - F_{ваг}$ — площадь зазора между внутренним очертанием обделки с армировкой тоннеля и внешним очертанием вагона, m^2 ; $F_{ист. т}$ — площадь живого сечения тоннеля, m^2 ; $F_{ваг}$ — площадь мидельного сечения вагона (для отечественных метрополитенов $F_{ваг} = 9 \div 9,6$), m^2 .

В табл. 4.IV приведена характеристика эксплуатируемых и намеченных в перспективе к эксплуатации вагонов отечественного производства (вагон типа И), а в табл. 5.IV — значения $F_{ист. т}$, F_3 и $\frac{F_3}{F_{ист. т}}$ для разных сечений однопутных перегонных тоннелей.

Таблица 5. IV

Тоннель	Истинная площадь сечения тоннеля $F_{ист. т}, m^2$	Площадь зазора $F_3 (m^2)$ при вагонах типа		Отношение $\frac{F_3}{F_{ист. т}}$ при вагонах типа	
		А, Б, Г, Д, Е, Е _{ч. с}	И	А, Б, Г, Д, Е, Е _{ч. с}	И
		Путевой перегонный с внутренним диаметром 5, 6 м	22,38	13,38	12,78
То же, с внутренним диаметром 5, 1 м	18,62	9,62	9,02	0,516	0,485
То же, прямоугольного сечения (4,175 × 3,95*)	16,38	7,38	6,78	0,450	0,413

*) 3,95 — высота тоннеля, м.

Сравнение результатов расчетов по формуле (4.IV) с фактическими значениями $N_{уд}$ за длительный период эксплуатации Московского, Ленинградского и Киевского метрополитенов показало их удовлетворительную сходимость (расхождение $\pm 5\%$). Результаты сравнения приведены в табл. 6.IV.

Тепло Q_2 , выделяемое пассажирами на расчетном участке трассы (между осями двух смежных станций), равно

$$Q_2 = q_{п} n_{пас. у}, \text{ ккал/ч}, \quad (5.IV)$$

Линия метрополитена	Фактические значения $N_{уд}$ по формуле (3.IV) за период эксплуатации 1960—1965 гг., кВт/ткм		Фактическая средняя эксплуатационная скорость $v_{ср}$, км/ч	Число станций на линии $n_{ст}$	Длина линии $l_{тр}$, км	Среднее расстояние между станциями $l_{пер.ст.}$, км	Диаметр перереза метрополитена, м	R_3 квт. т	Расчетное значение $N_{уд}$ определенное по формуле (4.IV), кВт/ткм	Расхождение между фактическим и расчетным $N_{уд}$, %	
	максимальные	минимальные									
Московский метрополитен											
Кировско-Фрунзенская (от станции «Сокольники» до станции «Университет»)	0,0548	0,0522	0,0532	35	14	15,2	1,17	5,1	0,516	0,0541	+1,7
Горьковско-Замоскворецкая от станции «Сокол» до станции «Автозаводская»)	0,0463	0,0447	0,0455	42 ÷ 40	9	14,8	1,84	5,6	0,599	0,0440	-3,4
Кольцевая	0,0415	0,0402	0,0408	38	12	19,3	1,75	5,6	0,599	0,0428	+5,0
Рижская*	0,0530	0,0481	0,0498	41	4	4,5	1,50	5,1	0,516	0,0517	+3,7
Калужская	0,0556	0,0556	0,0556	44 ÷ 42	6	8,1	1,62	4,175 × 3,95	0,450	0,0552	-0,6
Ленинградский метрополитен											
Кировско-Выборская	0,0516	0,0495	0,0505	35	10	13,2	1,47	5,1	0,516	0,0482	-4,7
Московско-Петроградская**	0,0565	0,0505	0,0535	38	5	5,7	1,42	5,1	0,516	0,0511	-4,7
Святошино-Броварская	0,0588	0,0507	0,0537	39	5	5,5	1,39	5,1	0,516	0,0524	-2,5

* Фактические значения $N_{уд}$ приведены только за июль 1963 г.** Фактические значения $N_{уд}$ приведены за период 1961—1963 гг.

где $q_p = q_{\text{я}} + q_{\text{с}}$ — полное количество тепла, выделяемое одним человеком, ккал/ч; $q_{\text{я}}$ — тепло, выделяемое человеком теплопроводностью, конвекцией и радиацией (явное), ккал/ч; $q_{\text{с}}$ — тепло, выделяемое человеком с испарением им влаги (скрытое), ккал/ч.

В табл. 7.IV приведены данные, характеризующие тепловыделение и влаговыделение человека при выполнении им легкой работы в зависимости от температуры воздуха в помещении при относительной его влажности в пределах 60—80% [31]. Данные этой таблицы близки к условиям для пассажира метрополитена.

Таблица 7.IV

Температура окружающего воздуха, °С	Тепловыделение, ккал/ч			Влаговыделение при дыхании и испарении с поверхности тела $q_{\text{вл}}$, г/ч	Температура окружающего воздуха, °С	Тепловыделение, ккал/ч			Влаговыделение при дыхании и испарении с поверхности тела $q_{\text{вл}}$, г/ч
	полное q_p	в том числе				полное q_p	в том числе		
		явное $q_{\text{я}}$	скрытое $q_{\text{с}}$				явное $q_{\text{я}}$	скрытое $q_{\text{с}}$	
10	155	130	25	40	26	128	51	77	129
12	148	120	28	47	28	125	43	82	139
15	140	107	33	55	30	125	35	90	155
18	131	91	40	67	32	125	23	102	171
20	130	85	45	75	35	125	5	120	200
22	128	73	55	91					
24	128	61	67	112					

Тепловыделение от освещения станций и перегонов, а также от стационарного энергетического и вентиляционного оборудования определяется по формулам:

при движении поездов

$$Q_3 = 864 [2N_{\text{осв}1} (l_{\text{пер}} - l_{\text{ст}}) + l_{\text{пер}} (N_{\text{энер}1} + N_{\text{вент}}) + N'_{\text{осв}1}], \text{ ккал/ч; (6.IV)}$$

во время перерыва движения поездов

$$Q_4 = 864 [2N_{\text{осв}2} (l_{\text{пер}} - l_{\text{ст}}) + l_{\text{пер}} (N_{\text{энер}2} + N_{\text{вент}}) + N'_{\text{осв}2}], \text{ ккал/ч, (7.IV)}$$

где $N_{\text{осв}1}$, $N_{\text{осв}2}$ — количество электроэнергии, переходящей в тепло при освещении однопутного тоннеля, соответственно во время движения поездов и прекращения их движения, кВт/км; $N'_{\text{осв}1}$ и $N'_{\text{осв}2}$ — количество электроэнергии, переходящей в тепло при освещении станции, соответственно во время движения поездов и прекращения их движения, кВт; $N_{\text{вент}}$ — количество электроэнергии, переходящей в тепло при работе электродвигателей вентиляторов тоннельной вентиляции, работающих на приток, кВт; $N_{\text{энер}1}$ и $N_{\text{энер}2}$ — количество электроэнергии, переходящей в тепло при работе стационарного энергетического оборудования и связи, а также их местных систем вентиляции, соответственно в период движения поездов и прекращения их движения, кВт; $l_{\text{ст}}$ — длина платформы станции, км.

Расход электроэнергии на освещение перегонов и станций принимается по данным светотехнических расчетов. При этом следует иметь в виду, что вся электрическая энергия в конечном итоге переходит в тепло. В перерыве движения поездов для производства профилактических и ремонтных работ мощность освещения в перегонных тоннелях увеличивается в 3 раза, а на станциях в целях экономии сокращается примерно на 70%. Для перегонных тоннелей отечественных метрополитенов принята единая освещенность с использованием ламп накаливания. При расчетах тепловыделения можно принимать $N_{\text{осв } 1} = 5$ кВт/км и $N_{\text{осв } 2} = 15$ кВт/км. Станции, вестибюли и переходы, как правило, освещаются люминисцентными лампами.

Величины $N'_{\text{осв } 1}$, $N'_{\text{осв } 2}$, $N_{\text{энер } 1}$, $N_{\text{энер } 2}$ и $N_{\text{вент}}$ должны определяться соответствующими расчетами. На основании имеющегося опыта проектирования и эксплуатации отечественных метрополитенов их ориентировочные значения равны соответственно 80—120, 20—35 кВт, 12—16, 3—5, 45—70 кВт/км (трассы).

В настоящее время проводятся работы по выявлению возможности, при движении поездов замены стационарного освещения перегонных тоннелей освещением их фарами, установленными на поездах. При применении этого вида освещения необходимо вводить соответствующие коррективы в формулу (6.IV).

На пересадочных станциях необходимо дополнительно учитывать количество электроэнергии, переходящей в тепло при освещении пересадочного коридора и его проветривания. Количество энергии, переходящей в тепло при освещении пересадочного коридора и его служебных помещений, определяется из расчета 0,025—0,03 кВт на 1 м² площади пола коридора, а количество электроэнергии, переходящей в тепло при проветривании коридора, — из расчета 2,5—4,5 кВт на 10 м его длины.

Количество электроэнергии, расходуемой на рабочее и дежурное освещение станции, должно учитывать также и количество энергии для освещения пристанционных служебных помещений, составляющее 15—20 кВт.

Тепло, выделяющееся при работе водоотливных установок, идет на нагрев откачиваемой ими жидкости и помещений этих установок, поэтому оно не должно учитываться в тепловыделениях тоннелей.

Суммарные максимальное $\sum_{i=1}^n Q_{\text{max}}$ и среднее $\sum_{i=1}^n Q_{\text{ср}}$ тепловыделения за z часов работы метрополитена в сутки (в отечественных метрополитенах $z = 21$ ч) на расчетном участке трассы равны соответственно:

$$\sum_{i=1}^n Q_{\text{max}} = Q_{\text{max } 1} + Q_{\text{max } 2} + Q_3, \text{ ккал/ч;} \quad (8.IV)$$

$$\sum_{i=1}^n Q_{\text{ср}} = Q_{\text{ср } 1} + Q_{\text{ср } 2} + Q_3, \text{ ккал/ч.} \quad (9.IV)$$

Минимальные $\sum_{i=1}^n Q_{\min}$ тепловыделения при перерыве движения поездов

$$\sum_{i=1}^n Q_{\min} = Q_4, \text{ ккал/ч.} \quad (10.IV)$$

В случае необходимости суммарное среднечасовое тепловыделение (за 24 ч) можно определить по формуле

$$\sum_{i=1}^n Q_{\text{ср } 24} = \frac{(Q_{\text{ср } 1} + Q_{\text{ср } 2} + Q_3)z + Q_4(24 - z)}{24}, \text{ ккал/ч.}$$

Величины $Q_{\max 1}$ и $Q_{\max 2}$ отличаются от величин $Q_{\text{ср } 1}$ и $Q_{\text{ср } 2}$ соответствующими значениями $n_{\text{п}}$, $n_{\text{пас. в}}$ и $n_{\text{пас. ст}}$ (максимальными в часы «пик» и средними за время работы метрополитена в сутки). В табл. 8.IV приведены значения отдельных видов тепловыделений в % от суммарных среднечасовых тепловыделений за время работы метрополитена в сутки, полученные на основании многочисленных расчетов для разных метрополитенов.

Таблица 8.IV

Вид тепловыделения	Среднечасовое тепловыделение (% от суммарных тепловыделений) при частоте движения в часы «пик» и числе вагонов в составе		
	48—42 пар 8-вагонных поездов в час	40—36 пар 8-вагонных поездов в час	24—22 пар 5-вагонных поездов в час
От движения поездов Q_1	75—64	70—60	55—48
От пассажиров (при учете явного и скрытого тепла) Q_2	17—25	22—29	24—27
От освещения станций и перегонных тоннелей	4—6	4—6	13—15
От стационарного энергетического и вентиляционного оборудования Q_3	4—5	4—5	8—10

Пример 1. Определить удельный расход электроэнергии $N_{\text{уд}}$, затрачиваемой на движение поездов с вагонами типа Е в перегонных тоннелях с внутренним диаметром $d_{\text{вн}} = 5,1$ м, при $v_{\text{п}} = 41$ км/ч, $l_{\text{тр}} = 7,3$ км, $n_{\text{ст}} = 6$.

Определяем величину $l_{\text{пер. ср}}$:

$$l_{\text{пер. ср}} = \frac{l_{\text{тр}}}{n_{\text{ст}} - 1} = \frac{7,3}{6 - 1} = 1,46 \text{ км.}$$

По табл. 5.IV находим отношение $F_3/F_{\text{ист. т}} = 0,516$.

По формуле (4.IV) определяем

$$l_{\text{д}} = 0,0071 \sqrt{\frac{41}{1,46 \cdot 0,516}} = 0,0526 \text{ кВт/ткм.}$$

Пример 2. Определить суммарные среднечасовые тепловыделения на 1 м длины двухпутной трассы метрополитена на одном перегоне между осями двух станций при времени работы метрополитена в сутки $z = 21$ ч, $n_{\text{п}} = 42$ пар поездов в час (в часы пик), $n_{\text{вар}} = 8$, $N_{\text{уд}} = 0,0526$ кВт/ткм, $l_{\text{пер}} = 1,76$ км, тип вагона Е массой $G_{\text{вар}} = 32$ т $G_{\text{пас}} = 0,075$ т, $n_{\text{пас. вар}} = 72$ чел., $n_{\text{пас. ст 1}} = 39\,000$ чел., $n_{\text{пас. ст 2}} = 26\,000$ чел., $z_{\text{пас}} = 3,5$ мин, отношение среднечасового числа пар поездов (за 21 ч работы метрополитена) к максимальному в часы «пик», исходя из графика движения поездов, равно 0,645, температура воздуха летом на станциях 26°C , $l_{\text{ст}} = 0,155$ м, $N_{\text{осв 1}} = 5$ кВт/км, $N_{\text{осв 1}} = 110$ кВт, $N_{\text{энер 1}} = 14$ кВт, $N_{\text{вент}} = 60$ кВт, $v_{\text{п}} = 41$ км/ч.

1. Среднечасовое число пар поездов (за 21 ч работы метрополитена в сутки) равно

$$n_{\text{п. ср}} = 0,645 \cdot 42 = 27,1.$$

2. По формуле (1.IV) определяем величину $Q_{\text{ср 1}}$:

$$Q_{\text{ср 1}} = 864 \cdot 2 \cdot 27,1 \cdot 8 \cdot 0,526 \cdot 1,76 (32 + 0,075 \cdot 72) = 1\,300\,000 \text{ ккал/ч.}$$

Значение $Q_{\text{ср 1}}$, приходящееся на 1 м длины трассы, равно

$$\frac{Q_{\text{ср 1}}}{l_{\text{пер}}} = \frac{1\,300\,000}{1,76 \cdot 1000} = 739 \text{ ккал/ч} \cdot \text{м.}$$

3. По формуле (2.IV) определяем величину $n_{\text{пас. у}}$:

$$n_{\text{пас. у}} = \frac{2 \cdot 27,1 \cdot 8 \cdot 72 \cdot 1,76}{41} + \frac{(39\,000 + 26\,000) 3,5}{2 \cdot 60} = 1340 + 1900 = 3240 \text{ чел.}$$

4. Полное тепловыделение одним человеком, находящимся в метрополитене при заданной температуре воздуха 26°C , согласно табл. 7.IV равно

$$q_{\text{п}} = 128 \text{ ккал/ч.}$$

5. По формуле (5.IV) определяем величину $Q_{\text{ср 2}}$:

$$Q_{\text{ср 2}} = 128 \cdot 3240 = 415\,000 \text{ ккал/ч,}$$

Значение $Q_{\text{ср 2}}$, приходящееся на 1 м трассы, равно

$$\frac{Q_{\text{ср 2}}}{l_{\text{пер}}} = \frac{415\,000}{1,76 \cdot 1000} = 236 \text{ ккал/ч} \cdot \text{м.}$$

6. По формуле (6.IV) определяем величину Q_3 :

$$Q_3 = 864 [2 \cdot 5 (1,76 - 0,155) + 1,76 (14 - 60) + 110] = 221\,000 \text{ ккал/ч.}$$

Значение Q_3 , приходящееся на 1 м трассы, равно

$$\frac{Q_3}{l_{\text{пер}}} = \frac{221\,000}{1,76 \cdot 1000} = 127 \text{ ккал/ч} \cdot \text{м.}$$

7. Суммарное среднечасовое тепловыделение на 1 м длины трассы равно

$$\frac{\sum_{i=1}^n Q_{\text{ср}}}{l_{\text{пер}}} = 739 + 236 + 127 = 1102 \text{ ккал/ч} \cdot \text{м.}$$

Тепловыделения в помещениях эскалаторов. Эскалаторы при работе на подъем и спуск без нагрузки (холостой ход) расходуют энергию на преодоление сил трения подвижных деталей (тяговых цепей, полотна ступеней, поручней, приводных цепей поручней, приводов и др.). Энергия, затраченная эскалатором в режиме холостого хода, называется мощностью холостого хода $N_{x, x}$. Она практически постоянна для данного типа эскалатора при работе его как на подъем, так и на спуск и зависит только от конструктивных особенностей и высоты подъема эскалатора.

Мощность холостого хода на валу электропривода может быть выражена в виде

$$N_{x, x} = N_{\text{уд. эск}} H, \text{ кВт}, \quad (11.IV)$$

где $N_{\text{уд. эск}}$ — удельная мощность на валу электропривода эскалатора, приходящаяся на 1 м высоты его подъема (значение $N_{\text{уд. эск}}$ для различных типов эскалаторов приведено в табл. 9.IV), кВт/м; H — высота подъема эскалатора, м.

По мере роста полезной нагрузки на эскалатор, работающий на подъем, расходуемая им мощность возрастает от мощности холостого хода $N_{x, x}$ до максимальной $N_{\text{под. max}}$, соответствующей допустимой полезной нагрузке для данного типа эскалатора, что может быть представлено формулой

$$N_{\text{под}} = N_{x, x} + \frac{N_{\text{пол}}}{\theta_{\text{под}}}, \text{ кВт}, \quad (12.IV)$$

где $N_{\text{пол}}$ — мощность, расходуемая эскалатором, работающим на подъем при полезной нагрузке, соответствующей заданному пассажиропотоку, кВт; $\theta_{\text{под}}$ — коэффициент, учитывающий затраты мощности эскалатором на преодоление сил трения, вызванных перемещением на подъем только полезной нагрузки.

Значение коэффициента $\theta_{\text{под}}$ может быть определено из следующих соображений. Учитывая, что $N_{\text{под max}} = N_{\text{пол. max}}/\eta_{\text{под}}$, выразим формулу (12.IV) в виде

$$\frac{N_{\text{пол. max}}}{\eta_{\text{под}}} = N_{x, x} + \frac{N_{\text{пол. max}}}{\theta_{\text{под}}},$$

откуда

$$\theta_{\text{под}} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{\text{под}}} - \frac{N_{x, x}}{N_{\text{пол. max}}}}, \quad (13.IV)$$

Показатели				
	Н-40	Н-30	ЭМ-4	ЭМ-1
Расчетная (проектная) высота эскалатора H , м	40	30	40	15
Скорость передвижения полотна ступеней $v_{\text{эск}}$, м/с	0,75	0,75	0,75	0,75
Мощность электродвигателя привода N , кВт	—	—	—	—
Удельная мощность холостого хода на валу электропривода эскалатора, расходуемая при подъеме на высоту 1 м, $N_{\text{уд. эск}}$, кВт/м	0,65	0,65	0,575	1,0
Максимальная расчетная нагрузка на эскалатор при коэффициенте заполнения полотна ступеней $\phi_{\text{пол}}=0,75$ и работе эскалатора на подъем $n_{\text{пас. эск. max}}$, чел/ч	10 000	10 000	10 000	10 000
Общий механический к. п. д. эскалатора, приведенный к мощности на валу электропривода при работе эскалатора на подъем с максимальной расчетной нагрузкой $\eta_{\text{под}}$	0,510	0,510	0,704	0,532
Коэффициент, учитывающий общие механические потери в эскалаторе при работе на подъем $\psi_{\text{об. под}}$	0,490	0,490	0,296	0,468
То же, при работе на спуск $\psi_{\text{об. сп}}$	0,350	0,350	0,244	0,336
Коэффициент, учитывающий потери мощности в поручнях при работе эскалатора на подъем и на спуск $\psi_{\text{пор}}$	0,085	0,085	0,104	0,079
Коэффициент, учитывающий потери мощности в полотне ступеней при работе эскалатора на подъем и на спуск $\psi_{\text{ст}}$	0,177	0,177	0,105	0,169
Коэффициент, учитывающий потери мощности в приводе при работе эскалатора на подъем $\psi_{\text{пр. под}}$	0,228	0,228	0,087	0,220
Коэффициент, учитывающий потери мощности в приводе при работе эскалатора на спуск $\psi_{\text{пр. сп}}$	0,088	0,095	0,035	0,088

Примечание. Данные для эскалаторов Н-40, Н-30, ЭМ-4 и ЭМ-1 приняты для ЛТ-4, ЛТ-5 и ЛП-6И — на основании расчетов и испытаний по данным СКБ эскалатора на 8—11,5% и соответственным увеличением коэффициента потерь, учитывающих возрас-
расчетов и испытаний опытных образцов эскалаторов.

Таблица 9:IV

Эскалатор					
ЛТ-1	ЛТ-2	ЛТ-3	ЛТ-4	ЛТ-5	ЛП-6И
60	66	50 (45)	30 (25)	12	8,4
0,75	0,90	0,88	0,88	0,897	0,72
180	200	125	75	40	22
0,398	0,501	0,535	0,532	1,083	0,917
10 000	12 000	12 000	12 000	12 000	10 000
0,754 (0,837)	0,735 (0,799)	0,726 (0,789)	0,625 (0,680)	0,600 (0,651)	0,610 (0,662)
0,246 (0,163)	0,265 (0,201)	0,274 (0,211)	0,375 (0,320)	0,400 (0,349)	0,390 (0,338)
0,217 (0,144)	0,239 (0,188)	0,234 (0,192)	0,338 (0,300)	0,380 (0,297)	0,362 (0,299)
0,083 (0,055)	0,071 (0,054)	0,072 (0,052)	0,110 (0,100)	0,115 (0,073)	0,105 (0,101)
0,071 (0,047)	0,113 (0,087)	0,100 (0,095)	0,148 (0,138)	0,180 (0,176)	0,175 (0,158)
0,092 (0,061)	0,081 (0,06)	0,102 (0,064)	0,117 (0,082)	0,105 (0,100)	0,110 (0,079)
0,063 (0,042)	0,055 (0,047)	0,062 (0,045)	0,080 (0,062)	0,085 (0,048)	0,082 (0,040)

основании испытаний [7] серийных эскалаторов, для эскалаторов ЛТ-1, ЛТ-2, ЛТ-3, роострениа для опытных образцов эскалаторов с уменьшением значения их к. п. д. возможное снижение к. п. д. на серийных машинах. В скобках показаны результаты

где $N_{\text{пол. макс}}$ — мощность, потребляемая эскалатором для перемещения только полезной максимальной расчетной нагрузки, допустимой для данного типа эскалатора, кВт; $\eta_{\text{под}}$ — общий механический к. п. д. эскалатора, работающего на подъем при максимальной расчетной его нагрузке (значение $\eta_{\text{под}}$ приведено в табл. 9.IV);

$$\eta_{\text{под}} = 1 - \psi_{\text{об. под}} = 1 - (\psi_{\text{ст}} + \psi_{\text{пор}} + \psi_{\text{пр. под}}), \quad (14.IV)$$

где $\psi_{\text{об. под}}$ — коэффициент, учитывающий потери мощности на преодоление всех сил трения в движущихся механизмах эскалатора, работающего на подъем при максимальной расчетной нагрузке (без учета потерь в электроприводе); $\psi_{\text{ст}}$ и $\psi_{\text{пор}}$ — коэффициенты, учитывающие потери мощности на преодоление сил трения, вызванных движением на подъем и на спуск полотна ступеней и поручней эскалатора соответственно; $\psi_{\text{пр. под}}$ — коэффициент, учитывающий потери мощности на преодоление сил трения в механических элементах привода эскалатора, работающего на подъем.

Значения $\psi_{\text{об. под}}$, $\psi_{\text{ст}}$, $\psi_{\text{пор}}$ и $\psi_{\text{пр. под}}$ для различных типов эскалаторов приведены в табл. 9.IV.

Мощность, затрачиваемая на перемещение эскалатором только полезной нагрузки [7], определяется по формуле

$$N_{\text{пол}} = \frac{n_{\text{пас. эск}} G_{\text{пас}} H}{3600 \cdot 102}, \text{ кВт}, \quad (15.IV)$$

где $n_{\text{пас. эск}}$ — расчетное (по пассажиропотоку для данной станции) количество пассажиров, перемещаемых эскалатором за 1 ч; $G_{\text{пас}}$ — масса пассажира (на основании исследований ВНИИПТмаш для московского метрополитена $G_{\text{пас}} = 64 \div 75$), кг.

Максимальное количество пассажиров, перемещаемых эскалатором в час, соответствующее допустимой нагрузке на данный тип эскалатора, определяется по формуле

$$n_{\text{пас. эск. макс}} = 3600 \frac{1}{b_{\text{ст}}} n_{\text{пас. ст}} v_{\text{эск}} \varphi, \text{ чел./ч}, \quad (16.IV)$$

где $n_{\text{пас. ст}}$ — количество пассажиров, помещающихся на одной ступени (для эскалаторов метрополитенов отечественного производства $n_{\text{пас. ст}} = 2$); $1/b_{\text{ст}}$ — число ступеней на 1 м длины лестничного полотна (для эскалаторов метрополитенов отечественного производства ширина ступени $b_{\text{ст}} = 0,4$ м); $v_{\text{эск}}$ — скорость движения полотна ступеней эскалатора (см. табл. 9.IV, для эскалаторов метрополитена отечественного производства $v_{\text{эск}} = 0,72 \div 0,9$), м/с; $\varphi_{\text{пол}}$ — коэффициент заполнения пассажирами полотна ступени эскалатора;

$$\varphi_{\text{пол}} = 0,6(2 - v_{\text{эск}}) \text{ при } v_{\text{эск}} \leq 1 \text{ м/с}. \quad (17.IV)$$

Принимая $v_{\text{эск}} = 0,88$ м/с, $n_{\text{пас. ст}} = 2$, $b_{\text{ст}} = 0,4$ м и $G_{\text{пас}} = 65$ кг, найдем величину мощности, затрачиваемой на переме-

щение только полезной максимальной расчетной нагрузки, для эскалаторов отечественного производства

$$N_{\text{пол. макс}} = \frac{10\,800 \cdot 65H}{3600 \cdot 102} 1,91H, \text{ кВт.} \quad (17a.IV)$$

По мере увеличения полезной нагрузки на эскалатор, работающий на спуск, расходуемая им мощность будет уменьшаться, так как полезная нагрузка будет в этом случае источником энергии, приводящей в движение полотно ступеней эскалатора. В момент, когда энергия, вырабатываемая полезной нагрузкой, достигает величины, равной механическим потерям на преодоление сил трения, вызванных работой эскалатора на спуск при данной нагрузке, энергия, потребляемая электроприводом от электросети, будет равна нулю. При дальнейшем увеличении полезной нагрузки для удержания эскалатора от повышения скорости его движения производится его торможение электроприводом, работающим в этом случае в генераторном режиме. Энергия, вырабатываемая эскалатором при перемещении его подвижных деталей под действием полезной нагрузки (за вычетом потерь на преодоление сил трения), будет через электропривод поступать в электросеть.

Мощность, расходуемая эскалатором на преодоление сил трения, вызванных движением эскалатора на спуск $N_{\text{пот. сп}}$ под действием максимальной расчетной полезной нагрузки, с учетом механического к. п. д. эскалатора $\eta_{\text{сп}}$ может быть выражена зависимостью

$$N_{\text{пот. сп. макс}} = \frac{N_{\text{пол. макс}}}{\eta_{\text{сп}}} \psi_{\text{об. сп}} = \frac{N_{\text{пол. макс}}}{1 - \psi_{\text{об. сп}}} \psi_{\text{об. сп}}, \text{ кВт,} \quad (18.IV)$$

$$\eta_{\text{сп}} = 1 - \psi_{\text{об. сп}} = 1 - (\psi_{\text{ст}} + \psi_{\text{пор}} + \psi_{\text{пр. сп}}); \quad (19.IV)$$

$$\frac{\psi_{\text{пр. сп}}}{\psi_{\text{пр. под}}} = 0,4 \div 0,75.$$

Выражая потери $N_{\text{пот. сп. макс}}$ через мощность холостого хода, получим

$$N_{\text{пот. сп. макс}} = N_{\text{х. х}} + \frac{\theta_{\text{сп}} N_{\text{пол. макс}}}{1 - \psi_{\text{об. сп}}} \psi_{\text{об. сп}}, \text{ кВт,} \quad (19a.IV)$$

где $\theta_{\text{сп}}$ — коэффициент, учитывающий затраты мощности эскалатором, работающим на спуск, на преодоление сил трения, вызванных полезной нагрузкой; $\psi_{\text{об. сп}}$, $\psi_{\text{пр. сп}}$ — коэффициенты, учитывающие затраты мощности эскалатором, работающим на спуск, на преодоление сил трения в движущихся деталях и приводе эскалатора соответственно (значение $\psi_{\text{об. сп}}$ и $\psi_{\text{пр. сп}}$ для различных типов эскалаторов приведено в табл. 9.IV).

Из формулы (19a.IV) получим

$$\theta_{\text{сп}} = 1 - \frac{N_{\text{х. х}}}{N_{\text{пол. макс}}} \frac{1 - \psi_{\text{об. сп}}}{\psi_{\text{об. сп}}}. \quad (20.IV)$$

При изменении полезной нагрузки на эскалатор, работающий на спуск, от нуля до значения, соответствующего заданному

пассажиropотоку, мощность, потребляемая эскалатором из электросети или отдаваемая им в сеть (приведенная к валу электропривода эскалатора), может быть определена по формуле

$$N_{\text{сп}} = N_{\text{пол}} - N_{\text{пот. сп}}, \text{ кВт.} \quad (21. \text{IV})$$

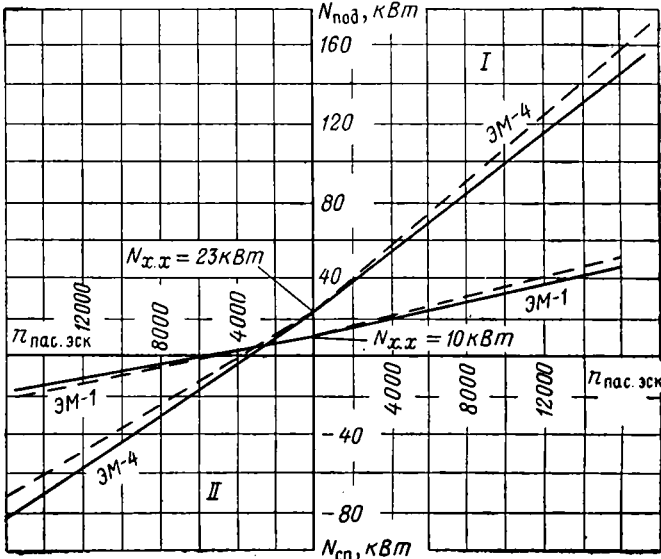


Рис. 1.IV. График зависимостей $N_{\text{под}} = f(n_{\text{пас.эск}})$ и $N_{\text{сп}} = f(n_{\text{пас.эск}})$ по расчетным данным (сплошные линии) и данным испытаний (штриховые линии) для эскалаторов ЭМ-4 и ЭМ-1:
I — подъем; II — спуск

Подставляя в формулу (21.IV) значение $N_{\text{пот. сп}}$ из формулы (19a.IV) в пределах значений от min до max, получим

$$\begin{aligned} N_{\text{сп}} &= N_{\text{пол}} - N_{x.x} - \frac{\theta_{\text{сп}} N_{\text{пол}}}{1 - \psi_{\text{об. сп}}} \psi_{\text{об. сп}} = \\ &= N_{\text{пол}} \left(1 - \frac{\theta_{\text{сп}} \psi_{\text{об. сп}}}{1 - \psi_{\text{об. сп}}} \right) - N_{x.x}, \text{ кВт.} \end{aligned} \quad (22. \text{IV})$$

Принимая величину энергии, вырабатываемой эскалатором, при его движении на подъем с положительным знаком, а на спуск с отрицательным, получим

$$N_{\text{сп}} = N_{x.x} - N_{\text{псл}} \left(1 - \frac{\theta_{\text{сп}} \psi_{\text{об. сп}}}{1 - \psi_{\text{об. сп}}} \right), \text{ кВт.} \quad (22a. \text{IV})$$

Сравнение результатов расчетов, проведенных по изложенному методу, с данными испытаний [7] эскалаторов ЭМ-4 и ЭМ-1 (табл. 10.IV и рис. 1.IV) показывает их достаточно хорошую сходимость.

Таблица 10.IV

Эскалатор	Высота эскалатора H, м	Результаты испытаний эскалаторов										Результаты расчетов по формулам (11.IV и (22a.IV)							
		Механический к.п.д. эскалатора		Коэффициенты		Мощность холостого хода N _{х.х.} , кВт	Нагрузка на лестничное полотно эскалатора, кгс/м	N _{под.} , кВт	N _{сп.} , кВт	при работе на подъем		при работе на спуск							
		η _{под.}	η _{сп.}	φ _{об. под.}	φ _{об. сп.}					θ _{под.}	N _{под.} , кВт	θ _{сп.}	N _{сп.} , кВт						
		Коэффициент заполнения группы на лестничное полотно эскалатора												N _{пол.} , кВт	N _{пас. эск.} соответствующее нагрузке на лестничное полотно эскалатора	φ _{группы на лестничное полотно эскалатора}	N _{пол.} , кВт	θ _{под.}	N _{под.} , кВт
ЭМ-4	40	—	—	—	23	120	63	-10	0,375	5 050	35,2	0,918	61,4						
		0,704	0,730	0,296	0,270	240	104	-36	0,750	10 100	70,3	0,918	99,6	0,12	-44				
		—	—	—	—	400	161	-76	1,250	16 850	117,0	0,918	149,5	0,12	-89,0				
ЭМ-1	10	—	—	—	10	120	22	0	0,375	5 050	8,8	0,762	21,5	-0,13	-0,6				
		0,532	0,664	0,468	0,336	240	34	-9	0,750	10 100	17,6	0,762	33,2	-0,13	-8,8				
		—	—	—	—	360	47	-19	1,125	15 200	26,4	0,762	44,6	-0,13	-18,2				

Примечание. Коэффициент заполнения φ_{пол} определяется исходя из массы одного пассажира 64 кг, максимального числа пассажиров, помещающихся на одной ступени эскалатора, равного 2, и ширины ступени b_{ст} = 0,4 м.

Сопровождающие работу эскалаторов тепловыделения (превращения механической и электрической энергий в тепловую энергию) нагревают механизм эскалаторов, окружающий воздух и частично поступают в грунт через ограждающие строительные конструкции помещения эскалатора. Суммарные тепловыделения $\sum_{i=1}^n Q_{\text{эск}}$ от нескольких эскалаторов, расположенных в одном наклонном тоннеле, определяются по формуле

$$\sum_{i=1}^n Q_{\text{эск. у}} = \sum_{i=1}^n Q_{\text{м. п}} + \sum_{i=1}^n Q_{\text{н. т}}, \text{ ккал/ч.} \quad (23. \text{IV})$$

Суммарные тепловыделения $\sum_{i=1}^n Q_{\text{м. п}}$ в машинном помещении от работающих эскалаторов определяются по формуле

$$\sum_{i=1}^n Q_{\text{м. п}} = \sum_{i=1}^n Q_{\text{под 1}} + \sum_{i=1}^n Q_{\text{сп 1}} + \sum_{i=1}^n Q_{\text{пан}}, \text{ ккал/ч.} \quad (24. \text{IV})$$

Суммарные тепловыделения $\sum_{i=1}^n Q_{\text{н. т}}$ в наклонном тоннеле от работающих эскалаторов определяются по формуле

$$\sum_{i=1}^n Q_{\text{н. т}} = \sum_{i=1}^n Q_{\text{под 2}} + \sum_{i=1}^n Q_{\text{сп 2}}, \text{ ккал/ч.} \quad (25. \text{IV})$$

Суммарные тепловыделения $\sum_{i=1}^n Q_{\text{под 1}}$ в машинном помещении от эскалаторов и их электроприводов, работающих на подъем, определяются по формуле

$$\sum_{i=1}^n Q_{\text{под 1}} = 864 n_{\text{эск. под}} \left[(N_{\text{под}} - N_{\text{пол}}) k_{\text{под 1}} + \frac{N_{\text{под}}}{\eta_{\text{эл}}} (1 - \eta_{\text{эл}}) \right], \text{ ккал/ч,} \quad (26. \text{IV})$$

где $k_{\text{под 1}}$ — коэффициент, учитывающий потери мощности, переходящей в тепло, в машинном помещении при работе эскалатора на подъем,

$$k_{\text{под 1}} = \frac{\psi_{\text{пр. под}} + 0,4 (\psi_{\text{ст}} + \psi_{\text{пор}})}{\psi_{\text{об. под}}}; \quad (27. \text{IV})$$

$n_{\text{эск. под}}$ — число эскалаторов, работающих на подъем; $\eta_{\text{эл}}$ — к. п. д. электродвигателя при его расчетной нагрузке в условиях обычного и генераторного режимов (принимается по данным табл. 11.IV).

Таблица 11.IV

Эскалатор	Характеристика электродвигателя эскалатора			К. п. д. электродвигателя при его нагрузке (% от номинальной мощности)				
	Тип	Номинальная мощность, кВт	Синхронная скорость вращения ротора, об/мин	25	50	75	100	125
ЛТ-1	АМ6-138-12	180	600	86,5	91,5	92	92,0	91,5
ЛТ-2	АКЭМ3-114-40	200	600	87	92	92,5	92,5	92
ЛТ-3	АКЭМ3-112-40	125	600	86	91	91,5	91,5	91
ЛТ-4	АКЭМ1-103-10	75	600	84	89	89,5	89,5	89
ЛТ-5	АОП2-82-6	40	1000	85	90	90,5	90,5	90
ЛП-6И	АП2-72-6Э	22	1000	83	88	88,5	88,5	88,5

Примечание. Жирным контуром обведены характеристики электродвигателей, полученные по данным испытания, остальные — ориентировочные.

Суммарные тепловыделения $\sum_{i=1}^n Q_{\text{сп } 1}$ в машинном помещении от эскалаторов и их электроприводов, работающих на спуск, определяются по формуле

$$\sum_{i=1}^n Q_{\text{сп } 1} = 864 n_{\text{эск. сп}} [(N_{\text{пол}} + N_{\text{сп}}) k_{\text{сп } 1} + N_{\text{сп}} (1 - k_r \eta_{\text{эл}})], \text{ ккал/ч, (28.IV)}$$

где $k_{\text{сп } 1}$ — коэффициент, учитывающий потери мощности, переходящей в тепло, в наклонном тоннеле при работе эскалатора на спуск,

$$k_{\text{сп } 1} = \frac{\Psi_{\text{пр. сп}} + 0,4 (\Psi_{\text{ст}} + \Psi_{\text{пор}})}{\Psi_{\text{об. сп}}}. \quad (29.IV)$$

$n_{\text{эск. сп}}$ — число эскалаторов, работающих на спуск; k_r — коэффициент, учитывающий снижение к. п. д. электродвигателя (по сравнению с данными табл. 11.IV) при движении эскалатора на спуск и работе электродвигателя в этих условиях в генераторном режиме (величина k_r принимается около 0,8).

Суммарные тепловыделения $\sum_{i=1}^n Q_{\text{пан}}$ в машинном помещении от контакторной панели и щита управления эскалаторами, работающими на подъем и на спуск, определяются по формуле

$$\sum_{i=1}^n Q_{\text{пан}} = 864 k_{\text{пан}} \left(\frac{N_{\text{под}}}{\eta_{\text{эл}}} n_{\text{эск. под}} + N_{\text{сп}} k_r \eta_{\text{эл}} n_{\text{эск. сп}} \right), \text{ ккал/ч, (30.IV)}$$

где $k_{\text{пан}}$ — коэффициент, учитывающий потери мощности в контактной панели и щите ($k_{\text{пан}} = 0,05$).

Суммарные тепловыделения $\sum_{i=1}^n Q_{\text{под } 2}$ в наклонном тоннеле от эскалаторов, работающих на подъем, определяются по формуле

$$\sum_{i=1}^n Q_{\text{под } 2} = 864n_{\text{эск. под}} k_{\text{под } 2} (N_{\text{под}} - N_{\text{пол}}), \text{ ккал/ч}, \quad (31.IV)$$

где $k_{\text{под } 2}$ — коэффициент, учитывающий потери мощности, переходящей в тепло, в наклонном тоннеле при работе эскалатора на подъем,

$$k_{\text{под } 2} = \frac{0,6 (\Psi_{\text{ст}} + \Psi_{\text{пор}})}{\Psi_{\text{об. под}}}. \quad (32.IV)$$

Суммарное тепловыделение в наклонном тоннеле от эскалаторов, работающих на спуск,

$$\sum_{i=1}^n Q_{\text{сп } 2} = 864n_{\text{эск. сп}} k_{\text{сп } 2} (N_{\text{пол}} + N_{\text{сп}}), \text{ ккал/ч}, \quad (33.IV)$$

где $k_{\text{сп } 2}$ — коэффициент потери мощности, переходящей в тепло, в наклонном тоннеле при работе эскалатора на спуск,

$$k_{\text{сп } 2} = \frac{0,6 (\Psi_{\text{ст}} + \Psi_{\text{пор}})}{\Psi_{\text{об. сп}}}. \quad (34.IV)$$

На основании опыта эксплуатации установлено, что 40% мощности, теряемой при передвижении лестничного полотна и поручней, переходит в тепло в машинном помещении эскалаторов, а 60% — в наклонном тоннеле. Поэтому в формулах (27.IV), (29.IV), (32.IV) и (34.IV) подставлены соответственно коэффициенты 0,4 и 0,6.

При выполнении расчетов по изложенной методике рекомендуется принимать количество пассажиров, перемещаемых эскалатором, по данным пассажиропотоков для каждого эскалатора, работающего на подъем или спуск, как среднечасовое за 10 непрерывных часов работы с наибольшей нагрузкой. При отсутствии данных о пассажиропотоках для станций, рассчитанных на 8-вагонные поезда, расчетную нагрузку на эскалатор можно принимать 6000—8000 чел./ч, а для станций, рассчитанных на 5-вагонные поезда, — 4500—6500 чел./ч. Для станций с трехэскалаторным наклонным тоннелем число работающих эскалаторов принимается равным двум (один на подъем и один на спуск), а для станций с четырехэскалаторным наклонным тоннелем — трем (два на подъем и один на спуск). Формулами (16.IV) и (17.IV) можно пользоваться для определения расчетно-максимальной пропускной способности эскалатора. Значения $\theta_{\text{под}}$ и $\theta_{\text{сп}}$ можно определять по формулам максимальной пропускной способности

эскалатора (10 000—11 000 чел./ч), при которой были определены его к. п. д., а также коэффициенты $\eta_{\text{под}}$ и $\eta_{\text{сп}}$. К. п. д. электродвигателя $\eta_{\text{эл}}$ можно определять по паспорту в соответствии с его нагрузкой. Ориентировочные данные по нагрузке электродвигателей приведены в табл. 11.IV. В формулы (28.IV) и (30.IV) необходимо подставлять только абсолютное значение $N_{\text{сп}}$, полученное по формуле (22a.IV).

В табл. 9.IV приведены характеристики ряда эскалаторов отечественного производства, из которых в настоящее время выпускаются эскалаторы типа ЛТ и ЛП. Эскалаторы типа Н и ЭМ эксплуатируются еще на многих линиях, но уже не выпускаются.

Данные, характеризующие тепловыделения в машинном помещении от работающих эскалаторов типа ЛТ и ЛП, определенные по изложенной выше методике при разной высоте подъема и различной полезной нагрузке, приведены в табл. 12.IV.

Таблица 12.IV

Число работающих эскалаторов в наклонном тоннеле и направлении их движения	Часовая пропускная способность эскалатора, чел.	Тепловыделения в машинном помещении эскалаторов $Q_{\text{м.п}}$ (ккал/ч) для различных типов эскалаторов и высоты подъема H (м)					
		ЛТ-1, $H=60$	ЛТ-2, $H=66$	ЛТ-3, $H=50$	ЛТ-4, $H=30$	ЛТ-5, $H=12$	ЛП-6И, $H=8,4$
Один работает на подъем	2 000	23 020	28 320	24 010	16 290	8 065	6 610
	4 000	24 770	29 380	24 310	18 230	9 915	6 735
	6 000	28 600	33 140	27 120	22 060	10 650	7 445
	8 000	32 800	37 170	31 390	25 880	11 500	8 250
	10 000	37 630	41 650	35 400	30 190	12 550	9 030
Один работает на спуск	2 000	13 810	19 100	16 040	9 370	5 820	3 870
	4 000	17 440	19 340	17 450	10 240	6 000	4 120
	6 000	23 200	25 580	20 150	11 910	6 440	4 570
	8 000	29 200	31 860	24 940	15 030	7 200	4 950
	10 000	35 840	39 800	29 850	18 200	8 430	5 840
В трехэскалаторном наклонном тоннеле один работает на подъем, один — на спуск, один — в резерве	2 000	36 830	47 420	40 050	25 660	15 885	9 880
	4 000	42 210	48 720	43 760	27 470	16 415	10 885
	6 000	51 800	58 720	47 270	33 970	17 090	11 515
В четырехэскалаторном наклонном тоннеле два работают на подъем, один — на спуск, один — в резерве	8 000	62 000	69 030	56 330	40 910	18 700	13 200
	10 000	73 470	81 450	65 250	48 390	20 980	14 870
	2 000	59 850	75 740	64 060	41 950	25 950	15 490
	4 000	66 980	78 100	64 070	45 700	27 330	17 590
	6 000	80 400	91 860	74 390	56 030	28 740	18 960
8 000	94 800	106 200	87 720	66 790	30 200	21 450	
10 000	111 100	123 100	100 650	78 580	33 530	23 900	

Пример 3. Определить количество тепла, выделяемого в машинном помещении эскалаторов ЛТ-2, установленных в наклонном эскалаторном тоннеле, предназначенном для пересадочной станции. Одновременно длительно работают на подъем и спуск по одному эскалатору (из трех установленных) высотой 66 м.

Число пассажиров $n_{\text{пас. эск}}$, перемещаемых в час каждым работающим эскалатором на подъем и спуск, определяется из заданной загрузки эскалатора в течение 10 ч в сутки с наибольшей нагрузкой:

$$n_{\text{пас. эск}} = \frac{60\,000}{10} = 6000 \text{ чел.}$$

Средняя масса одного пассажира

$$G_{\text{пас}} = 65 \text{ кг.}$$

Остальные исходные данные для этого типа эскалатора определяются по табл. 9.IV и 11.IV.

1. По формуле (11.IV) определяем

$$N_{x, x} = 0,501 \cdot 66 = 33,07 \text{ кВт.}$$

2. По формуле (16.IV) определяем максимальное число пассажиров, которое возможно переместить в течение часа эскалатором данной конструкции при коэффициенте заполнения лестничного полотна эскалатора $\varphi = 0,6 (2 - 0,90) = 0,66$:

$$n_{\text{пас. эск. max}} = 3600 \frac{1}{0,4} 2 \cdot 0,90 \cdot 0,66 = 10\,692 \text{ чел.}$$

3. По формуле (17a.IV) определяем

$$N_{\text{пол, max}} = 1,91 \cdot 66 = 126,06 \text{ кВт.}$$

4. По формуле (15.IV) определяем

$$N_{\text{пол}} = \frac{6000 \cdot 65 \cdot 66}{3600 \cdot 102} = 70,05 \text{ кВт.}$$

5. По формуле (13.IV) определяем

$$\theta_{\text{под}} = \frac{1}{\frac{1}{0,735} - \frac{33,07}{126,06}} = 0,909.$$

6. По формуле (12.IV) определяем

$$N_{\text{под}} = 33,07 + \frac{70,05}{0,909} = 110,17 \text{ кВт.}$$

7. По формуле (27.IV) определяем

$$k_{\text{под 1}} = \frac{0,081 + 0,4 (0,113 + 0,07)}{0,265} = 0,582.$$

8. По формуле (29.IV) определяем

$$k_{\text{сп 1}} = \frac{0,055 + 0,4 (0,113 + 0,071)}{0,239} = 0,535.$$

9. По формуле (20.IV) определяем

$$\theta_{\text{сп}} = 1 - \frac{33,07}{126,06} \cdot \frac{1 - 0,239}{0,239} = 0,168.$$

10. По формуле (22а.IV) определяем

$$N_{\text{сп}} = 33,07 - 70,05 \left(1 - \frac{0,168 \cdot 0,239}{1 - 0,239} \right) = -33,23 \text{ кВт.}$$

11. По формуле (26.IV) определяем

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n Q_{\text{под } 1} &= 864 \cdot 1,0 \left[(110,17 - 70,05) \cdot 0,582 + \frac{110,17}{0,925} (1 - 0,925) \right] = \\ &= 28000 \text{ ккал/ч.} \end{aligned}$$

12. По формуле (28.IV) определяем

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n Q_{\text{сп } 1} &= 864 \cdot 1,0 [(70,05 - 33,23) 0,535 + 33,23 (1 - 0,8 \cdot 0,925)] = \\ &= 24500 \text{ ккал/ч.} \end{aligned}$$

13. Суммарные тепловыделения в машинном помещении от контакторной панели и щита управления эскалаторами, работающими один на подъем, а другой на спуск, определяем по формуле (30.IV)

$$\sum_{i=1}^n Q_{\text{пан}} = 864 \cdot 0,05 \left(\frac{110,17}{0,925} \cdot 1 + 33,23 \cdot 0,80 \cdot 0,925 \cdot 1 \right) = 6220 \text{ ккал/ч.}$$

14. Искомые суммарные тепловыделения в машинном помещении от всех работающих эскалаторов определяем по формуле (24.IV)

$$\sum_{i=1}^n Q_{\text{м. п}} = 28000 + 24500 + 6220 = 58720 \text{ ккал/ч.}$$

Тепловыделения от трансформаторов, выпрямительных и распределительных устройств аккумуляторных и кабельных коллекторов, тягово-понижительных и понижительных электроподстанций происходят вследствие возникновения потерь электроэнергии. Тепловыделения от контрольных сигнальных кабелей и кабелей связи в расчетах не следует учитывать вследствие крайне незначительных в них потерь электроэнергии.

В электроподстанциях устанавливаются обычно несколько трансформаторов для разного назначения (тяговые, силовые, осветительные, трансформаторы установок связи) и для взаимного резервирования. Как правило, в эксплуатации под напряжением находятся одновременно как рабочие, так и резервные

трансформаторы. Тепловыделения от находящихся под напряжением трансформаторов определяются по формуле [25]

$$Q_{\text{тр}} = 864 \sum_{i=1}^n 1,1 \left[P_{\text{к}} \left(\frac{I_{\text{ф}}^2}{I_{\text{н}}^2} \right) + P_0 \right] \approx$$

$$\approx 864 \sum_{i=1}^n 1,1 \left[P_{\text{к}} \left(\frac{N_{\text{ф}} \cos \varphi}{N_{\text{н}}} \right)^2 + P_0 \right], \text{ ккал/ч.} \quad (35.IV)$$

где n — число находящихся под напряжением трансформаторов данного типа; $P_{\text{к}}$ и P_0 — соответственно потери короткого замыкания (при номинальной мощности) и холостого хода трансформатора, кВт; $I_{\text{ф}}/I_{\text{н}}$ — коэффициент загрузки трансформатора ($I_{\text{н}}$, $I_{\text{ф}}$ — соответственно номинальный и фактический токи); $N_{\text{ф}} \cos \varphi/N_{\text{н}}$ — коэффициент загрузки трансформатора ($N_{\text{ф}}$, $N_{\text{н}}$ — соответственно фактическая и минимальная мощности трансформатора; $\cos \varphi$ — коэффициент мощности вторичной цепи); 1,1 — коэффициент, учитывающий допустимое превышение потерь над потерями, нормируемыми ГОСТом.

Из всех устанавливаемых на совмещенной тяговой электроподстанции трансформаторов наибольшие тепловыделения происходят от тяговых трансформаторов, нагрузка которых соответствует графику движения поездов. В соответствии с обычным графиком движения поездов (см. табл. 1.IV) пиковые (максимальные) нагрузки на тяговые трансформаторы продолжаются не более 2—2,5 ч с перерывами между двумя пиками в сутки, равными 8—12 ч. Естественно, что наибольшие тепловыделения в трансформаторах происходят при пиковой нагрузке. Однако при определении суммарных тепловыделений от всех установленных на данной электроподстанции трансформаторов $\sum_{i=1}^n Q_{\text{тр}}$ следует в расчетах исходить из длительно действующей (более 2 ч) нагрузки на трансформаторы для освещения, силовых потребителей, связи и СЦБ, а также из средней нагрузки на тяговые трансформаторы (за 24 ч работы метрополитена), составляющей 65—70% пиковой. Такой метод расчета экономичен и оправдывается тем, что разница в тепловыделениях между пиковыми и средними нагрузками будет эффективно аккумулироваться массой трансформаторов и ограждающими конструкциями помещения трансформаторов без заметного превышения заданной температуры воздуха в помещениях. За период времени между пиковыми нагрузками (8—12 ч) вентиляция подстанции отнимает аккумулированное в конструкциях тепло. При определении тепловыделений от трансформаторов следует учитывать режим их работы в случае выхода из строя (аварии) параллельно действующей электроподстанции и необходимости длительной (более 2,5 ч) передачи нагрузок на данную подстанцию.

В метрополитенах применяются выпрямители различных конструкций — мотор-генераторы, селеновые, ртутные и кремниевые (полупроводниковые). Наиболее мощные выпрямительные установки применяются для тяговых нагрузок. До 1965 г. применялись многоанодные и одноанодные ртутные выпрямители со сложной системой водяного и воздушного охлаждения, включающего в себя специальные водяные теплообменные аппараты. В настоящее время в подземных электроподстанциях применяются полупроводниковые кремниевые выпрямительные агрегаты, состоящие из сухого трансформатора трехфазного тока ТСЗП-1600/10 и преобразовательного шкафа — кремниевого выпрямителя УВХМ-6.

Они рассчитаны на номинальный выпрямительный ток 1600 А напряжением 825 В, что соответствует номинальной мощности около 1515 кВт·А. В наземных тяговых подстанциях применяются выпрямительные агрегаты, состоящие из масляного трансформатора ТМП-3200/10 и преобразовательного шкафа — кремниевого выпрямителя УВХМ-6.

Как тяговые трансформаторы, так и кремниевые выпрямители отдают вырабатываемое в них тепло в окружающую воздушную среду через свои внешние и внутренние поверхности, что вызывает необходимость поддерживать с помощью вентиляционной системы соответствующую температуру окружающей эти агрегаты воздушной среды. Допускаемый перепад температур между воздухом, поступающим в помещение трансформаторов и преобразовательных шкафов, и удаляемым воздухом должен быть не более $\Delta t = 15^\circ \text{C}$ при температуре удаляемого воздуха не более $t = 35^\circ \text{C}$.

Для зарядки аккумуляторов применяются селеновые выпрямители и мотор-генераторы. Суммарное количество тепла, выделяемого выпрямителями, может быть определено по формуле

$$\sum_{i=1}^n Q_{\text{вып}} = 864 \sum_{i=1}^n 1,1 \left[n_{\text{вып}} N_{\text{вып}} \left(1 - \frac{\eta}{100} \right) \right], \text{ ккал/ч,} \quad (36.IV)$$

где n — число одновременно действующих типов выпрямителей; $n_{\text{вып}}$ — число одновременно действующих выпрямителей данного типа; $N_{\text{вып}}$ — расчетная нагрузка на выпрямитель данного типа в данной установке, кВт; η — к. п. д. выпрямителя данного типа при расчетной нагрузке, %.

На основании предварительных опытных данных к. п. д. кремниевых выпрямителей УВХМ-5 и УВХМ-6 можно определить по формуле

$$\eta_{\text{кр. вып}} = 99,3 - 3,2 \cdot 10^{-4} N_{\text{вып}}, \text{ \%}. \quad (37.IV)$$

Тепловыделения от трансформаторов в кремиевом выпрямительном агрегате должны определяться по формуле (35.IV).

Тепловыделения от электrorаспределительных устройств определяются из расчета, что при токе 600 А в шкафу выделяется 405 ккал/ч, при токе 1000 А — 775 ккал/ч.

Тепловыделения пультов управления зависят от числа одновременно включенных осветительных и сигнальных ламп, а также другого оборудования. Эти тепловыделения определяются по паспортным данным (с учетом режима работы).

Для расчетов суммарные тепловыделения в помещении электрораспределительных устройств принимаются в пределах 0,3—0,8% максимальной расчетной мощности электроподстанции. Большее значение следует принимать при меньшей мощности электроподстанции.

Зарядка аккумуляторных батарей сопровождается тепловыделениями из электролита, которые определяются из расчета, что на 1 А·ч выделяется 0,4 ккал/ч тепла. Эти тепловыделения учитываются в мощных аккумуляторных батареях.

Тепловыделения в кабельных коллекторах от электрических потерь в кабелях определяются по формуле

$$\sum_{i=1}^{n} Q_{\text{каб } i} = 0,864 \sum_{i=1}^n [I^2 R] = 0,864 \sum_{i=1}^n n_{\text{ж}} \left[I^2 \frac{\rho \left(1 + \frac{t}{273} \right)}{F} \right], \text{ ккал/ч,} \quad (38. \text{IV})$$

где n — число кабелей, расположенных в кабельном коллекторе; $n_{\text{ж}}$ — число жил в кабеле; I и R — соответственно расчетная сила тока в амперах и сопротивление в омах на 1 м кабеля заданного сечения; t — температура жил кабеля ($t \leq 80^\circ \text{C}$); F — сечение кабеля, мм²; ρ — удельное сопротивление проводника при его температуре 0°C (для меди $\rho = 0,0155$, для алюминия $\rho = 0,0253$), Ом·мм²/м; 0,864 — тепловой эквивалент 1 Вт, ккал/ч.

Пример 4. Определить для нормального режима работы тепловыделения от трех тяговых трансформаторов ТСЗП-1600/10 номинальной мощностью 1515 кВа каждый при коэффициенте перегрузки каждого в часы «пик» 1,25 и $\cos \varphi = 0,93$. В нормальном режиме работы нагрузка на каждый трансформатор составляет 70% от нагрузки в часы «пик». Потери короткого замыкания трансформатора $P_{\text{к}} = 15,8$ кВт, а потери холостого хода $P_0 = 4$ кВт.

По формуле (35.IV) определяем

$$\begin{aligned} Q_{\text{тр}} &= 864 \sum_{i=1}^n 1,1 \left[P_{\text{к}} \left(\frac{N_{\text{ф}} \cos \varphi}{N_{\text{н}}} \right)^2 + P_0 \right] = \\ &= 864 \cdot 3 \cdot 1,1 \left[15,8 \left(\frac{1515 \cdot 1,25 \cdot 0,7 \cdot 0,93}{1515} \right)^2 + 4,0 \right] = 41 \, 000 \text{ ккал/ч.} \end{aligned}$$

Пример 5. Определить для нормального режима работы тепловыделения от трех кремниевых выпрямителей УВХМ-6 номинальной мощностью 1320 кВт каждый при коэффициенте перегрузки каждого в часы «пик» 1,25. В нормальном режиме работы нагрузка на каждый выпрямитель составляет 70% от нагрузки в часы «пик».

1. По формуле (37.IV) определяем

$$\eta_{\text{кр. вып}} = 99,3 - 3,2 \cdot 10^{-4} \cdot 1320 \cdot 1,25 \cdot 0,7 = 98,93\%.$$

2. По формуле (36.IV) определяем

$$\sum_{i=1}^n Q_{\text{вып}} = 864 \cdot 1 \cdot 1,1 \left[3 \cdot 1320 \cdot 1,25 \cdot 0,7 \left(1 - \frac{98,93}{100} \right) \right] = 35\,200 \text{ ккал/ч.}$$

Пример 6. Определить тепловыделения в помещении электро-распределительных устройств высокого и низкого напряжения при подаваемой на них оптимальной мощности, равной 2600 кВт.

Принимая количество энергии, переходящей в тепло в электро-распределительном устройстве, равным 0,5% оптимальной мощности, определим величину тепловыделения:

$$Q = 864 \cdot 2600 \frac{0,5}{100} = 11\,200 \text{ ккал/ч.}$$

Пример 7. Определить тепловыделения в кабельном коллекторе, в котором проложены кабели с характеристикой, приведенной в табл. 13.IV.

Таблица 13.IV

Кабель	Материал проводника	Число жил в кабеле	Сечение жилы, мм ²	Расчетный ток, проходящий по кабелю, А		Число кабелей в коллекторе
				линейный I _л	фазный I _ф	
СБГВ 1×400	Медь	1	400	880	—	6
АСБГВ 2×150	Алюминий	2	150	275	—	4
СБГВ 3×240	Медь	3	240	430	249	11

Тепловыделения на 1 м кабельного коллектора определяются по формуле (38.IV)

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n Q_{\text{каб } i} &= 0,864 \left\{ \left[880^2 \frac{0,0155 \left(1 + \frac{80}{273} \right)}{400} \right] 6 + \right. \\ &+ 2 \left[275^2 \frac{0,0253 \left(1 + \frac{80}{273} \right)}{150} \right] 4 + 3 \left[249^2 \frac{0,0155 \left(1 + \frac{80}{273} \right)}{240} \right] \cdot 11 \left. \right\} = \\ &= 535 \text{ ккал/ч.} \end{aligned}$$

§ 2. Влаговыделения

При дыхании и потовыделении пассажирами и обслуживающим персоналом выделяется влага. Количество такой влаги, выделяемой в тоннелях между осями двух смежных станций в течение 1 ч, определяется по формуле

$$G_{\text{вл } 1} = g_{\text{вл}} n_{\text{пас. у}}, \text{ г/ч}, \quad (39.IV)$$

где $g_{\text{вл}}$ — количество влаги, выделяемой одним пассажиром в течение 1 ч, определяемое в зависимости от температуры и влажности окружающего воздуха по табл. 7.IV; величина $n_{\text{пас. у}}$ определяется по формуле (2.IV).

Вследствие того, что герметичность гидроизоляции обделки тоннелей практически не достигает 100%, грунтовые воды проникают через неплотности, смачивают внутреннюю поверхность тоннелей и по водоотводящим лоткам и трубам поступают в водоотливные установки. Со смоченной поверхности тоннелей и открытой поверхности водоотводных лотков грунтовая вода частично испаряется, повышая влагосодержание воздуха. Если известны смоченная поверхность тоннелей и зеркало испарения открытых водоотводных лотков, то количество испаряющейся грунтовой воды на участке трассы с одинаковыми тоннелями, расположенными в водоносных грунтах с одинаковым гидростатическим давлением, может быть определено по формуле, в основу которой положена формула Дальтона

$$G_{\text{вл } 2} = F_{\text{тр}} l_{\text{уч. х}} \mu_1 \mu_2 (31 + 17,4 v_{0 \text{ ист } z}) (p_{\text{п}2} - p_{\text{п}1}) \frac{760}{p_6}, \text{ г/ч}; \quad (40.IV)$$

$$p_{\text{п}1} = \varphi p_{\text{п}}, \text{ мм рт. ст.}, \quad (41.IV)$$

где $F_{\text{тр}}$ — внутренняя поверхность (в тьюбинговых тоннелях по внешним образующим ребер) 1 м трассы тоннелей (два пути), м^2 ; μ_1 — коэффициент оребрения внутренней поверхности тьюбинговых тоннелей, в зависимости от конструкции тьюбингов $\mu_1 = 1,6 \div 2,1$, а в монолитных бетонных и блочных (безреберных) тоннелях $\mu_1 = 1$; $\mu_2 = F_{\text{тр. см}} / F_{\text{тр}}$ — коэффициент увлажнения (смачивания) внутренней поверхности тоннелей ($F_{\text{тр. см}}$ — смоченная поверхность 1 м трассы тоннелей); 31 и 17,4 — коэффициенты, характеризующие факторы гравитационной подвижности окружающей воздушной среды ($\text{г/ч} \cdot \text{м}^3 \cdot \text{мм рт. ст.}$) и массовлагообмена ($\text{г} \cdot \text{с/ч} \cdot \text{м}^3 \cdot \text{мм рт. ст.}$) и соответствующие условиям испарения со смоченной поверхности строительных ограждений (полы и стены), а также условиям испарения с открытой водной поверхности водоотводных лотков [50]; $v_{0 \text{ ист } z}$ — средняя скорость движения воздуха над поверхностью испарения, м/с ; $l_{\text{уч. х}}$ — протяженность тоннелей на данном перегоне с одинаковыми характеристиками H , $F_{\text{тр}}$, μ_1 , μ_2 , м ; $p_{\text{п}1}$ — парциальное давление водяных паров в воздухе тоннеля при температуре окружающего воздуха, мм рт. ст. ; $p_{\text{п}2}$ — парциальное давление водяных паров

в воздухе тоннеля при 100-процентном насыщении воздуха и температуре поверхности испаряющейся воды, мм рт. ст.; p_n — упругость насыщенных водяных паров при данной температуре воздуха, мм рт. ст.; φ — относительная влажность воздуха; p_6 — барометрическое давление, мм рт. ст.; 760 — барометрическое давление для стандартных условий, мм рт. ст.

В теплый период года при температуре наружного воздуха по мокрому термометру выше температуры грунта ($t_{нар.м} > t_{гр}$) испарение влаги в тоннелях происходит за счет теплоты воздуха тоннеля, поэтому $p_{п2}$ следует принимать по температуре мокрого термометра, соответствующей параметрам воздуха тоннеля (при $J = \text{const}$). В холодный период года при $t_{нар.м} < t_{гр} + \Delta t_m$ (Δt_m — степень подогрева наружного воздуха за счет ассимиляции им тепловыделений в тоннелях по показаниям мокрого термометра) испарение происходит за счет теплоты грунта, поэтому температуру поверхности испаряющейся влаги (увлажненная поверхность тоннелей и поверхность воды водоотводного лотка) следует принимать на 2—3° С ниже температуры поверхности тоннеля, определяемой по методу, изложенному в главах V и VI. Вследствие активного периодического перемешивания воздуха тоннеля (через 1,5—5 мин, в зависимости от частоты движения поездов) и длительного прохождения вентиляционного воздуха по тоннелям (3,5—7 мин, в зависимости от длины перегона) можно считать, что испарение влаги происходит при тепло- и влагообмене между смоченной поверхностью тоннеля, включая поверхность воды водоотводных лотков, и объемом воздуха, проходящим через тоннель. Поэтому величину скорости движения воздуха над поверхностью испарения можно принять как истинную среднюю скорость движения воздуха $v_{ист}$ по сечению тоннеля (за вычетом из этого сечения площади армировки). Эта скорость может изменяться от 1—4 м/с до максимальной скорости, создаваемой движущимся поездом в момент его прохождения у данного сечения (около 16 м/с).

Из изложенного выше следует, что тепло- и влагообмен в тоннелях во время движения поездов происходит при нестационарных условиях. Одним из условий нестационарности является периодическое колебание в каждом сечении тоннеля скорости движения воздуха, зависящей от частоты движения поездов, длины перегона и аэродинамической характеристики поверхности тоннеля. С достаточной для практических расчетов точностью за расчетную можно принимать истинную среднюю скорость воздушного потока по полному сечению тоннеля за время работы метрополитена в сутки $v_{0,ист з}$. Величина этой скорости в зависимости от вышеизложенных факторов может быть в пределах 1,5—4 м/с и определяется по методике, изложенной в главе VI.

Грунтовые воды оказывают гидростатическое давление на расположенные в обводненных грунтах тоннели. Давление, оказываемое на тоннель, при расчетах условно приводится к уровню

головки рельсов тоннеля (рис. 2.IV). Так как поверхность тоннеля смачивается грунтовой водой, проникающей в тоннель через неплотности гидроизоляции, важно знать аналитическую связь между этим давлением и величиной смоченной поверхности тоннеля. В результате наблюдений автором установлено, что неплотности в тоннелях со сборной

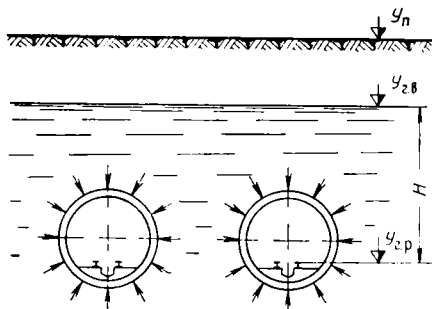


Рис. 2.IV. Схема гидростатического давления грунтовых вод на тоннели:

y_n — уровень поверхности; $y_{г.в}$ — уровень грунтовых вод; $y_{г.р}$ — уровень головки рельсов

или самой бетонной обделки. Можно предположить, что первый вид истечения происходит, как правило, через мелкие отверстия (каналы) в обделке, а второй вид истечения представляет собой инфильтрацию через недостаточно плотный материал обделки. Можно допустить, что в первом случае истечение происходит близко к квадратичному закону, а во втором — близко к линейному закону. Наблюдения автора показывают, что основное количество течей происходит в виде отдельных струек, поэтому в дальнейшем рассматривается этот вид истечения.

Расход воды через отверстие при $F_0 \ll F_1$ и даже $F_0/F_1 \rightarrow 0$ определяется по формуле [19]

$$W = \mu F_0 \sqrt{2gH} = 4,43\mu F_0 \sqrt{H}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (42.IV)$$

где F_0 — площадь сечения отверстия, м; F_1 — площадь сечения водяного пространства, питающего отверстие, м; g — ускорение силы тяжести ($g = 9,81$), м/с²; μ — коэффициент расхода отверстия (для нашего случая $\mu = 0,68 \div 0,75$).

Расход воды через n отверстий, имеющих в обделке 1 м трассы тоннелей, можно выразить в виде формулы

$$\sum_{i=1}^n W = 4,43\mu \sum_{i=1}^n F_0 \sqrt{H}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (42a.IV)$$

Если предположить, что все отверстия в обделке 1 м трассы тоннелей расположены рядом, так что истекающая из них вода составляет единый поток, растекающийся по поверхности тоннеля

и не влияющий на характеристику истечения каждого отверстия, то такой поток можно охарактеризовать средней толщиной h , шириной b и средней скоростью движения v . Тогда, исходя из закона неразрывности потока, суммарный расход жидкости через все отверстия может быть выражен через суммарный расход потока по поверхности тоннеля:

$$\sum_{i=1}^n W = bhv, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (42б. IV)$$

откуда

$$b = \frac{\sum_{i=1}^n W}{hv}, \text{ м}. \quad (42в. IV)$$

Так как поток воды из отверстий поступает в открытый водоотводный лоток, расположенный вдоль тоннеля, его длина l равна расстоянию от среднего расположения отверстий на поверхности тоннеля до приемного водоотводного лотка. Поэтому поток может быть выражен через смачиваемую им площадь на внутренней поверхности 1 м тоннеля:

$$F_{\text{тр. пов}} = bl, \text{ м}^2. \quad (42г. IV)$$

Допустив, что с изменением расхода воды $\sum W$ (в зависимости от гидростатического давления H) средняя толщина потока h и его средняя скорость v будут оставаться неизменными, а изменяться будет только ширина потока вследствие его растекания по поверхности, из формул (42а. IV), (42в. IV) и (42г. IV) получим формулу для определения смоченной поверхности трассы тоннеля

$$F_{\text{тр. пов}} = \frac{4,43l\mu \sum_{i=1}^n F_0}{vh} \sqrt{H}, \text{ м}^2. \quad (43. IV)$$

С поверхности воды водоотводного лотка, расположенного в путевом бетоне каждого тоннеля, также испаряется вода. Ширина лотка постоянна и равна 0,9 м. Площадь испарения с 1 м длины лотка, не зависящая от степени оребрения тоннеля, при тубинговой обделке тоннеля (приходящаяся на 1 м трассы тоннеля) определяется по формуле

$$F_{\text{тр. л}} = \frac{2 \cdot 0,9}{\mu_1} = \frac{1,8}{\mu_1}, \text{ м}^2. \quad (44. IV)$$

Суммарная смоченная поверхность 1 м трассы тоннелей

$$F_{\text{тр. см}} = F_{\text{тр. л}} + F_{\text{тр. пов}} = \frac{1,8}{\mu_1} + \frac{4,43l\mu \sum_{i=1}^n F_0}{vh} \sqrt{H}, \text{ м}^2. \quad (45. IV)$$

Коэффициент смоченной поверхности трассы тоннелей

$$\mu_2 = \frac{F_{\text{тр. см}}}{F_{\text{тр}}} = \frac{F_{\text{тр. л}}}{F_{\text{тр}}} + \frac{F_{\text{тр. пов}}}{F_{\text{тр}}} = \frac{1,8}{F_{\text{тр}}\mu_1} + \frac{4,43l\mu \sum_{i=1}^n F_0}{vhF_{\text{тр}}} \sqrt{H}. \quad (46. \text{IV})$$

Примем:

$$\frac{1,8}{\mu_1 F_{\text{тр}}} = C;$$

$$\frac{4,43l\mu \sum_{i=1}^n F_0}{vhF_{\text{тр}}} = \varepsilon.$$

Тогда

$$\mu_2 = C + \varepsilon \sqrt{H}. \quad (47. \text{IV})$$

Для определения значения μ_2 в каждом конкретном случае должны быть заданы величины $\sum_{i=1}^n F_0$, l , v и h , что практически не представляется возможным, так как эти величины зависят от качества выполнения гидроизоляционных работ и других обстоятельств, не поддающихся предварительному учету. Однако на основании имеющегося опыта строительства и эксплуатации метрополитенов в тоннелях, находящихся под гидростатическим давлением (с пересчетом на давление 20 м вод. ст.), смоченную поверхность можно характеризовать следующими данными в процентах от общей поверхности обделки (без учета поверхности водосточного лотка и внутреннего оребрения):

При сборной обделке из чугунных тубингов	1—2
При сборной обделке из железобетонных тубингов и блоков	3—5
При монолитной бетонной и железобетонной обделке с торкретированием внутренней поверхности (без оклеечной или металлической гидроизоляции)	2—4
При бетонной и железобетонной обделке (с оклеечной или металлической гидроизоляцией)	0,5—1

Сборная тубинговая и блочная обделки из железобетона ввиду недостаточной их герметичности в настоящее время применяются только в сухих грунтах или в грунтах с небольшим гидростатическим давлением (до 10 м вод. ст.). В таких же гидрогеологических условиях применяется обделка из монолитного железобетона без гидроизоляции, но с торкретированием поверхности, а при открытом способе проходки тоннелей прямоугольного сечения также применяется обделка из сборного и монолитного железобетона, но с наружной оклеечной гидроизоляцией.

Исходя из вышеизложенных соображений в табл. 14.IV приводятся ориентировочные значения коэффициента C и ϵ для различных обделок и размеров тоннелей. Значения коэффициентов ϵ и C должны уточняться по данным наблюдений за эксплуатируемыми тоннелями. При расчетах следует принимать большее значение коэффициента ϵ при меньших значениях H .

Таблица 14.IV

Тоннели	Внутренняя поверхность 1 м трассы двух тоннелей без учета обрешетки $F_1, \text{ м}^2$	Коэффициент обрешетки тоннелей μ_1	Значения коэффициентов *	
			C	ϵ
Из чугунных тубингов, $d_{\text{вн}}=5,1$ м	31	2,1	0,0277	0,0022—0,0045
То же, $d_{\text{вн}}=5,6$ м	34,4	2,1	0,0249	0,0022—0,0045
Из железобетонных блоков, $d_{\text{вн}}=5,1$ м	31	1	0,0580	0,0067—0,0112
Из железобетонных тубингов, $d_{\text{вн}}=5,1$ м	31	1,6	0,0362	0,0067—0,0112
Из монолитного железобетона с торкретированием поверхности, $d_{\text{вн}}=5,1$ м	31	1	0,0580	0,0045—0,0089
Из монолитного железобетона с оклеечной или стальной гидроизоляцией, $d_{\text{вн}}=5,1$ м	31	1	0,0580	0,001—0,002
Из железобетона с оклеечной гидроизоляцией прямоугольного сечения размером $4,175 \times 3,95$ м	32,8	1	0,0548	0,001—0,002

* Определены для формулы (47.IV).

Суммарное количество влаги, ассимилируемой воздухом на участке трассы тоннелей между осями двух смежных станций, определяется по формуле

$$\sum_{i=1}^{l_{\text{уч. х}}} G_{\text{вл}1} + \sum_{i=1}^{l_{\text{уч. х}}} G_{\text{вл}2} \cdot \gamma / \text{ч}, \quad (48.IV)$$

где $\sum_{i=1}^{l_{\text{уч. х}}} G_{\text{вл}2}$ — сумма влаговыделений от смоченной поверхности по всем местам расчетного участка трассы тоннелей, г/ч.

При расчете влаговыделений в тоннелях, прокладываемых в сухих грунтах, следует принимать $\mu_2 = 0$, тогда $G_{\text{вл}2} = 0$,

т. е. $\sum_{i=1}^{l_{\text{уч. х}}} G_{\text{вл}} = G_{\text{вл}1}$.

Пример 1. Определить среднее количество испаряющейся влаги в теплый период года в среднем на 1 м расчетного участка трассы тоннелей метрополитена при следующих исходных данных. Общая длина перегона между осями двух смежных станций $l_{\text{пер}} = 1760$ м. На участке длиной 650 м гидростатическое давление $H = 28$ м, на участке длиной 500 м $H = 7$ м, а на участке длиной 610 м $H = 0$. Число пассажиров на всем расчетном участке трассы $n_{\text{пас. у}} = 3020$. Средняя скорость движения воздуха в тоннеле за время работы метрополитена, определенная по данным § 3 главы VI, $v_{0 \text{ ист } z} = 2,8$ м/с. Средние значения параметров воздушной среды — $t = 26^\circ \text{C}$; $\varphi = 59\%$; $p_6 = 745$ мм рт. ст. На участке длиной 650 м тоннели имеют обделку из чугунных ребристых тубингов ($d_{\text{вн}} = 5,1$ м), а на участках длиной 500 и 610 м — из железобетонных блоков ($d_{\text{вн}} = 5,1$ м).

1. Количество влаги, выделяемой пассажирами в тоннелях, определяем по табл. 7.IV и формуле (39.IV)

$$G_{\text{вл}} = 121 \cdot 3020 = 366\,000 \text{ г/ч.}$$

2. Определяем среднее количество влаги, испаряющейся с увлажненной поверхности тоннелей на участке длиной 650 м ($F_{\text{T}} = 31 \text{ м}^2$, $\mu_1 = 2,4$; $C = 0,0277$; $\varepsilon = 0,0045$). Для этого по формуле (47.IV) определяем

$$\mu_2 = 0,0277 + 0,0045 \sqrt{28} = 0,0515.$$

Упругость насыщенных водяных паров при заданной температуре воздуха $t = 26^\circ \text{C}$ определяем по диаграмме $I - d$, опуская вертикаль из точки пересечения изотермы $t = 26^\circ \text{C}$ с $\varphi = 100\%$ на наклонную линию парциальных давлений и получая на горизонтальной линии отсчет, равный

$$p_{\text{п}} = 25,3 \text{ мм рт. ст.}$$

Упругость водяных паров в тоннеле при $\varphi = 59\%$ и $t = 26^\circ \text{C}$ определяем по формуле (41.IV)

$$p_{\text{п1}} = 0,59 \cdot 25,3 = 14,9 \text{ мм рт. ст.}$$

Упругость водяных паров при 100-процентном насыщении воздуха парами у поверхности испарения при заданной температуре испарения, соответствующей температуре воздуха (по показаниям мокрого термометра) с параметрами $t = 26^\circ \text{C}$, $\varphi = 59\%$ и $I = 13,9$ ккал/кг, определяем по диаграмме $I - d$, опуская вертикаль из точки пересечения адиабаты $I = 13,9$ ккал/кг с $\varphi = 100\%$ на наклонную линию парциальных давлений и получая на горизонтальной линии отсчет, равный

$$p_{\text{п2}} = 18,1 \text{ мм рт. ст.}$$

По формуле (40.IV) определяем

$$G_{\text{вл}2} = 31 \cdot 650 \cdot 2,1 \cdot 0,0394 (31 + 17,4 \cdot 2,8) (18,1 - 14,9) \frac{760}{745} = 436\,000 \text{ г/ч.}$$

3. Определяем среднее количество влаги, испаряющейся с увлажненной поверхности тоннелей на участке длиной 500 м ($F_{\text{тр}} = 31 \text{ м}^2$; $\mu_1 = 1$; $C = 0,058$; $\varepsilon = 0,0112$). Для этого по формуле (47.IV) определяем

$$\mu_2 = 0,058 + 0,0112 \sqrt{7} = 0,0876.$$

Значения $p_{\text{п}}$, $p_{\text{п}1}$ и $p_{\text{п}2}$ соответствуют предыдущему участку. По формуле (40.IV) определяем

$$G_{\text{вл}2} = 31 \cdot 500 \cdot 1 \cdot 0,0876 (31 + 17,4 \cdot 2,8) (18,1 - 14,9) \frac{760}{745} = 353\,000 \text{ г/ч.}$$

4. Определяем среднее количество влаги, испаряющейся с увлажненной поверхности тоннелей на участке длиной 610 м. Так как на этом участке $H = 0$, то $\mu_2 = 0$ и $G_{\text{вл}2} = 0$.

5. Суммарное количество влаги, испаряющейся с увлажненной поверхности тоннелей между осями станций, равно

$$\sum_{i=1}^{l_{\text{уч. х}}} G_{\text{вл}2} = 436\,000 + 353\,000 + 0 = 789\,000 \text{ г/ч.}$$

6. Суммарное количество влаги, ассимилируемой воздухом в тоннелях между осями станций, определяем по формуле (48.IV):

$$\sum_{i=1}^{l_{\text{уч. х}}} G_{\text{вл}} = 366\,000 + 789\,000 = 1\,155\,000 \text{ г/ч.}$$

Ассимилированное воздухом количество влаги, приходящееся на 1 м тоннелей, равно

$$\frac{\sum_{i=1}^{l_{\text{уч. х}}} G_{\text{вл}}}{l_{\text{пер}}} = \frac{1\,155\,000}{1760} \approx 657 \text{ г/ч} \cdot \text{м.}$$

§ 3. Газо- и пылевыведения

Количество CO_2 , выделяемого людьми, находящимися на станциях и в перегонных тоннелях, определяется по формуле

$$G_{\text{уч}} = g_{\text{уч}} n_{\text{пас. у}}, \text{ г/ч,} \quad (49.IV)$$

где $g_{\text{уч}}$ — количество CO_2 , выделяемого одним человеком (находящимся в метрополитене), определяется по табл. 15.IV [44], г/ч; $n_{\text{пас. у}}$ — расчетное количество пассажиров на расчетном участке трассы тоннелей, определяемое по формуле (2.IV).

Таблица 15.IV

Состояние человека	Количество выделяемого CO ₂	
	л/ч	г/ч
Взрослый человек при:		
физической работе	45	68
легкой работе в учреждении	23	35
покое	23	35
движении применительно к условиям пребывания пассажиров в метрополитене	30	45
Ребенок в возрасте до 12 лет в состоянии покоя	12	18

Количество газовых вредностей, которые могут поступить из-за обделочного пространства в тоннели метрополитена, зависит от геологической характеристики грунта, в котором сооружаются тоннели. Оно может быть определено только после соответствующих изысканий и уточнено в результате проходки тоннелей.

В воздух аккумуляторного помещения из электролита выделяется водород, который уносит с поверхности электролита пузырьки серной кислоты (при кислотных аккумуляторах) или едкой щелочи (при щелочных аккумуляторах) и воды. Эти выделения сильно загрязняют воздух и могут привести к взрывоопасной концентрации, если количество выделившегося водорода в аккумуляторной по объему составляет 4% и более. Поэтому воздухообмен аккумуляторной должен определяться по каждому виду выделяющихся вредностей. Наибольший воздухообмен принимается за расчетный. При определении воздухообмена по водороду следует принимать его объемную предельно допустимую концентрацию (ПДК), принимаемую для помещения аккумуляторной равной 0,8%. Наибольшее количество вредностей из аккумуляторов выделяется в момент прохождения электрического тока через них при их зарядке. Оно зависит от силы тока, пропускаемого через каждый элемент аккумуляторной батареи. В аккумуляторах перечисленные вредности выделяются также при разрядке и даже тогда, когда они не работают (вследствие происходящих электрохимических реакций внутри элементов).

Для расчетов вентиляции лимитирующим является режим, при котором выделяется наибольшее количество вредностей, т. е. режим зарядки аккумуляторов. Если система вентиляции рассчитана по рабочему нормальному режиму зарядки аккумуляторов, то формовка аккумуляторов после их монтажа или смены электролита, при которой может выделяться больше вредностей, чем при рабочем режиме зарядки, должна быть подчинена расчетным условиям, т. е. сила тока при формовке и длительность ее должны соответствовать силе тока и длительности при зарядке. Это требование необходимо соблюдать (по технике безопасности и санитар-

ным условиям), чтобы количество одновременно выделяющихся вредностей не превышало принятого расчетного количества их при рабочем режиме зарядки. В отдельных случаях необходимо за расчетный принимать режим формовки аккумуляторов. В этом случае должно учитываться максимально возможное количество выделяемых аккумуляторами вредностей, что приведет к необходимости резкого увеличения мощности вентиляционных установок.

Среднее количество выделяемых аккумуляторной установкой водорода и серной кислоты или едкой щелочи (в зависимости от типа аккумуляторов) [49] определяется по формулам:

$$\sum_{i=1}^n V_{\text{в}} = \frac{760V_{\text{в}}(273+t) \sum_{i=1}^n (n_{\text{эл}}I)}{273p_{\text{с}}}, \text{ л/ч}; \quad (50.IV)$$

$$\sum_{i=1}^n G_{\text{г}} = g_{\text{г}} \sum_{i=1}^n (n_{\text{эл}}F_{\text{эл}}), \text{ г/ч}, \quad (51.IV)$$

где $V_{\text{в}}$ — среднее количество водорода, выделяемого в течение 1 ч каждым элементом батареи при пропуске через него электрического тока силой 1 А, л/ч; $g_{\text{г}}$ — среднее количество серной кислоты или едкой щелочи, выделяющейся в течение 1 ч с 1 м² зеркала испарения каждого элемента аккумуляторной батареи, г/ч·м²; t — температура воздуха в помещении аккумуляторной, °С; I — максимальная сила электрического тока для каждой заряжаемой батареи, находящейся в аккумуляторном помещении, А; $n_{\text{эл}}$ — число одновременно заряжаемых элементов в батареях; $F_{\text{эл}}$ — поверхность электролита каждого элемента в батареях, м²; $p_{\text{с}}$ — атмосферное (барометрическое) давление для данного места, мм рт. ст.; n — число одновременно заряжаемых батарей в аккумуляторной установке.

Среднее количество вредностей $V_{\text{в}}$ и $g_{\text{г}}$, выделяемых аккумуляторами в воздух при пропуске через них электрического тока, принимается по табл. 16.IV [49], а тепло Q по данным с. 96.

Необходимый воздухообмен для ассимиляции газовыделений определяется по методике, приведенной в § 4 главы IX.

Пылевыведения в тоннелях метрополитена не поддаются предварительному расчетному определению. Многолетний опыт эксплуатации отечественных метрополитенов позволил выработать мероприятия, обеспечивающие поддержание концентрации пыли в воздухе метрополитена, не превышающей 1 мг/м³. К числу этих мероприятий относятся обязательная очистка наружного воздуха при длительном содержании в нем нетоксической пыли более 5 мг/м³ и отсутствии SiO₂, регулярное мытье всех поверхностей перегонных тоннелей, полов станций и переходов, а также преимущественное применение на поездах электротормозов. В первые годы эксплуатации Московского метрополитена применялось только механическое торможение с использованием пневмотормозов,

Т а б л и ц а 16.IV

Наименование выделяющихся вредностей	Количество вредностей, выделяемых аккумуляторами			
	кислотными		щелочными	
	л/ч	г/ч	л/ч	г/ч
Водород, выделяющийся на 1А в течение 1 ч каждым элементом батареи	0,44	0,04	0,23	0,021
Серная кислота, выделяющаяся в течение 1 ч с 1 м ² зеркала испарения каждого элемента батареи	—	0,65	—	—
То же, щелочь	—	—	0,105	0,147
» вода	0,063	0,063	0,063	0,063

П р и м е ч а н и е. В случае перекрытия элементов батарей стеклянными щитками в качестве зеркала испарения принимается площадь щели, образующейся между щитком и корпусом элемента батареи.

при котором вследствие сильного истирания бакелитовых колодок тормозов (колодки заменялись через два-три месяца эксплуатации) концентрация пыли на наиболее неблагоприятных участках доходила до 2—3 мг/м³. В настоящее время пневмотормоза используются в экстренных случаях, что привело к снижению концентрации пыли в воздухе метрополитена до 1 мг/м³ и меньше. Пыль, содержащаяся в воздухе тоннелей Московского метрополитена, характеризуется следующим составом (%):

Органические вещества	26,9
Неорганические вещества	70
В том числе:	
общая кремниевая кислота	40
свободная кремниевая кислота	15
железо, кальций, магний, сера	15
Влага	3,1

Пример 1. Определить количество CO₂, выделяемого пассажирами $n_{\text{пас. у}} = 3020$ чел., находящимися на расчетном перегоне длиной $l_{\text{пер}} = 1760$ м.

1. По табл. 15.IV определяем количество CO₂, выделяемого одним пассажиром, $g_{\text{уч}} = 30$ л/ч.

2. Общее количество CO₂, выделяемого всеми пассажирами на расчетном участке трассы перегона, определяем по формуле (49.IV)

$$G_{\text{уч}} = 30 \cdot 3020 = 90\,600 \text{ л/ч.}$$

3. Общее количество выделяемого CO_2 , приходящееся на 1 м трассы тоннелей,

$$\frac{G_{\text{уч}}}{I_{\text{пер}}} = \frac{90\,600}{1760} = 51,4 \text{ л/ч.}$$

Пример 2. Определить количество вредностей (паров серной кислоты и водорода), выделяемых в аккумуляторном помещении с кислотными аккумуляторами СК_{32} , СК_{10} , СК_2 и СК_8 с числом элементов, равным соответственно 14, 112, 66 и 62. Одновременно работают (заряд-разряд) 50% аккумуляторов. Объем помещения аккумуляторной 210 м³. Температура воздуха в помещении 30° С, барометрическое давление 725 мм. рт. ст. Поверхность испарения каждого элемента аккумуляторов равна соответственно 0,144, 0,049, 0,025 и 0,036 м². Аккумуляторы не прикрыты стеклянными щитками.

Максимальный электрический ток для зарядки каждого аккумулятора равен соответственно 352, 110, 22 и 88 А.

1. По формуле (50.IV) и табл. 16.IV определяем количество выделяющегося водорода

$$\sum_{i=1}^n V_{\text{в}} = \frac{760 \cdot 0,44 (273 + 30) (0,5 \cdot 14 \cdot 352 + 0,5 \cdot 112 \cdot 110 + + 0,5 \cdot 66 \cdot 22 + 0,5 \cdot 62 \cdot 88)}{273 \cdot 725} = 6290 \text{ л/ч} =$$

$$= 6,29 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

2. По формуле (51.IV) определяем количество выделяющихся аэрозолей серной кислоты

$$\sum_{i=1}^n G_{\text{г}} = 0,65 (0,5 \cdot 14 \cdot 0,144 + 0,5 \cdot 112 \cdot 0,049 + 0,5 \cdot 66 \cdot 0,025 + + 0,5 \cdot 62 \cdot 0,036) = 3,71 \text{ г/ч.}$$

Глава V Теплопередача через ограждающие конструкции тоннельных сооружений

§ 1. Основные понятия и уравнение теплопередачи

При работе метрополитена тепло, выделяемое в тоннелях, ассимилируется вентиляционным воздухом и частично поступает через ограждающие конструкции тоннелей в окружающий грунт. Ограждающие конструкции и грунт прогреваются, имея наибольшую температуру на внутренней поверхности стенки тоннеля и наименьшую (приближающуюся к естественной температуре грунтов) — на некотором, постоянно изменяющемся расстоянии от внутренней поверхности стенки тоннеля. Теплопередача в грунты происходит при нестационарном режиме, так как температурное поле грунтов меняется во времени. Нестационарность теплового процесса обуславливается изменением теплосодержания ограждающих конструкций тоннеля и грунтов при изменении их температуры во времени и всегда связана с процессом нагрева или охлаждения.

Рассмотрим процесс теплопередачи в грунты при отсутствии движения грунтовых вод и теплового потока в тоннеле, а также изоляции тоннеля от наружной атмосферы. В этих условиях температуры воздуха в тоннеле t_v , поверхности стен t_c и грунтов $t_{гр}$ будут между собой равны, т. е.

$$t_v = t_c = t_{гр}.$$

Если в тоннеле появятся тепловыделения, то сразу же между воздухом тоннеля и ограждающими его конструкциями и грунтом возникнет процесс теплопередачи, сопровождающийся прогревом конструкции тоннеля и грунтов. Сначала будут нагреваться поверхностные слои, но постепенно процесс прогрева распространится в глубь грунта. При постоянной величине тепловыделений в тоннеле график изменения температуры ограждающих конструкций и грунта (рис. 1.V) будет представлять собой кривую с максимальной ординатой, соответствующей температуре внутренней поверхности стенки тоннеля, и с минимальной ординатой, приближающейся по своему значению к естественной температуре грунта на некотором, постоянно увеличивающемся во времени

расстоянии x (на оси абсцисс) от внутренней поверхности стенки тоннеля, называемом прогретой толщей грунта. Естественно, что при постоянной величине тепловыделений в тоннеле, а следовательно, постоянном теплотокоте, увеличение прогретой толщи грунта и его теплосодержания влечет за собой непрерывное повышение температуры воздуха в тоннеле. И наоборот, если стремиться

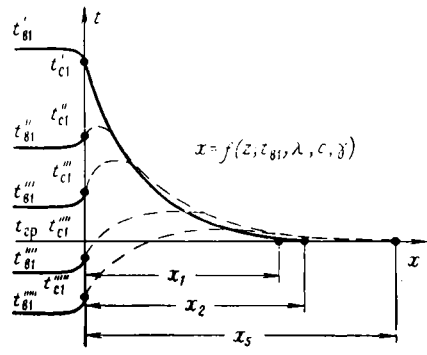
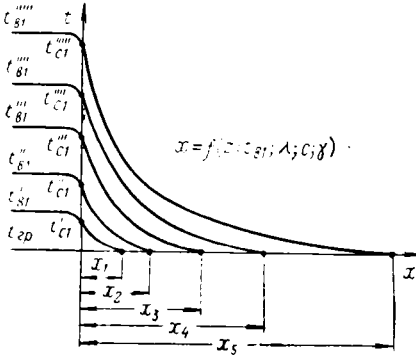


Рис. 1.V. График нагрева ограждающих конструкций и грунтов

Рис. 2.V. График охлаждения ограждающих конструкций и прогретой толщи грунта

поддерживать постоянной температуру воздуха в тоннеле, то в связи с увеличением во времени прогреваемой толщи грунта возникает необходимость соответственного снижения во времени теплотокота в грунты и вследствие этого снижения тепловыделений в тоннелях. Если прекратить тепловыделения в тоннеле или так проветривать тоннель воздухом, чтобы ассимилировались все тепловыделения в тоннеле, а температура воздуха была бы ниже конечной температуры поверхности стенки тоннеля и даже ниже естественной температуры грунтов, то будет наблюдаться процесс охлаждения прогретой толщи грунтов (рис. 2.V). Наряду с охлаждением грунтов вентиляционным воздухом будет продолжаться процесс увеличения прогретой толщи грунта со снижением его температуры до естественной температуры грунта. В некоторых случаях при низкой температуре вентиляционного воздуха и длительной вентиляции близкие к поверхности тоннеля слои грунта могут иметь температуру ниже его естественной температуры. В зависимости от длительности процесса область охлаждения грунта будет увеличиваться. Этот процесс в физическом смысле будет как бы обратным процессу увеличения прогретой толщи грунта.

Различают три вида теплопередачи, имеющие место также и в тоннелях метрополитена: излучение, конвекцию и теплопроводность (кондукцию).

Излучение может происходить в среде газообразной или в пустоте. Тепловое излучение представляет собой перенос энергии в виде электромагнитных волн между двумя взаимно излучающими поверхностями. При этом происходит двойное превращение энергии: тепловой в лучистую на поверхности тела, излучающего тепло, и лучистой энергии в тепловую на поверхности тела, поглощающего тепло. Излучение тепла поверхностью тела аналогично световому излучению, но отличается от него длиной волны. Длина волны видимых световых лучей находится в пределах 0,4—0,8 мкм, а тепловых (инфракрасных) — 0,8—400 мкм.

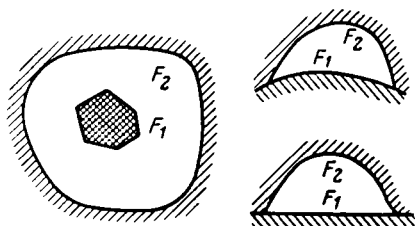


Рис. 3.V. Схема расположения поверхностей при лучистом теплообмене

Закон распределения, установленные для видимых световых лучей, аналогичны и для тепловых. В соответствии с законом Стефана — Больцмана [56] количество тепла Q , излучаемого с 1 м^2 поверхности тела в течение 1 ч , определяется по формуле

$$Q = C_0 \left[\frac{T}{100} \right]^4, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}. \quad (1.V)$$

Лучистый теплообмен между двумя поверхностями в двух частных случаях может быть определен по следующим формулам для случая расположения двух поверхностей на небольшом расстоянии параллельно друг другу

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F, \text{ ккал/ч}; \quad (2.V)$$

для случая, когда одна поверхность со всех сторон окружена другой поверхностью, не имеющей входящих углов (рис. 3.V),

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{F_1}{F_2} \left[\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0} \right]} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F_1, \text{ ккал/ч}. \quad (3.V)$$

где C_1 и C_2 — коэффициенты излучения поверхностей, $\text{ккал/м}^2 \times \text{ч} \cdot (\text{K}/100)^4$; $C_0 = 4,96$ — коэффициент излучения абсолютно черного тела, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot (\text{K}/100)^4$; F_1 и F_2 — значения поверхностей взаимно облучаемых тел, м^2 ; T_1 и T_2 — абсолютные температуры взаимно облучаемых поверхностей, К.

В тоннелях метрополитена теплопередача излучением происходит от более нагретых поверхностей периодически проходящего по тоннелю подвижного состава, расположенного в тоннелях

оборудования, приборов освещения, кабельных линий и других источников тепловыделений, расположенных на поверхности ограждающих конструкций тоннелей, и составляет незначительную величину (примерно 3—5% суммарного теплопотока). Лучистый теплообмен в тоннелях метрополитена наиболее точно можно определить по формуле (3.V).

Конвекция происходит в жидких и газообразных средах и представляет собой перенос тепла движущимися частицами жидкости и газа. При обмене тепла между жидкостью или газом и поверхностью происходит и передача тепла теплопроводностью в жидкой или газовой среде. Совместное воздействие конвекции и теплопроводности носит название конвективного теплообмена. В тоннелях метрополитена теплопередача на поверхности ограждающих конструкций тоннелей от нагретого тепловыделением воздуха осуществляется в основном конвекцией, составляющей примерно 95—97% общего теплопотока на эти поверхности. Количество тепла, передаваемого конвекцией, зависит от характера движения жидкой или газовой среды, ее плотности, вязкости и температуры, состояния поверхности твердого тела, перепада температуры между жидкостью или газом и поверхностью и др. Применение математического анализа в большинстве случаев ограничивается лишь составлением дифференциальных уравнений и установлением краевых условий. Решение этих уравнений возможно лишь для некоторых частных случаев при ряде упрощающих предположений. Количество тепла, передаваемого при конвективном теплообмене между жидкостью или газом и поверхностью твердого тела, определяется по формуле [56]

$$Q = \alpha_k F (t_{в1} - t_n), \text{ ккал/ч}, \quad (4.V)$$

где F — поверхность твердого тела, м^2 ; $t_{в1}$ — температура жидкости или газа, $^{\circ}\text{C}$; t_n — средняя по площади температура данной поверхности, $^{\circ}\text{C}$; α_k — коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом теплоотдачи конвекцией, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C}$.

Коэффициент теплоотдачи α_k наиболее достоверно определяется через критерии подобия, вытекающие из дифференциальных уравнений теплопередачи, и уточняется для каждого частного случая главным образом экспериментальным путем.

Теплопроводность может иметь место в твердой, жидкой и газообразных средах. В чистом виде она наблюдается только в сплошных твердых телах и представляет собой молекулярное явление, состоящее в последовательной передаче кинетической энергии молекул тела при их соприкосновении между собой. При этом в твердых телах-диэлектриках и жидкостях перенос энергии осуществляется путем упругих волн, в газах — диффузией атомов или молекул, а в металлах — диффузией электронов. Большинство строительных материалов и горных пород не являются сплошными твердыми телами (имеют большое количество пор), в которых

будет иметь место и другой вид теплопередачи. Однако в теплотехнических расчетах с целью упрощения задачи принимается, что распространение тепла происходит только по законам теплопроводности. В тоннелях этим законам (при условии отсутствия движения грунтовых вод) подчиняется теплопередача от внутренней поверхности ограждающих их конструкций в глубь толщи грунта и обратно в процессе охлаждения прогретой толщи.

В общем случае движение тепла в твердом теле при нестационарном режиме может происходить во всех направлениях (по всем трем осям координат), что описывается дифференциальным уравнением теплопроводности Фурье [56]

$$\frac{\partial t}{\partial z} = a \left[\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial h^2} \right]. \quad (5.V)$$

Из уравнения (5.V) можно получить дифференциальное уравнение теплопроводности для одномерного движения тепла, т. е. только в направлении одной из осей координат,

$$\frac{\partial t}{\partial z} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}, \quad (6.V)$$

где t — температура среды, °С; z — время, ч; a — коэффициент температуропроводности, характеризующий скорость выравнивания температуры в различных точках среды, м²/ч; x , y , h — координаты трех взаимно перпендикулярных направлений в пространстве, м.

Интегрируя дифференциальное уравнение (6.V) можно решить задачи, связанные с передачей тепла теплопроводностью при предварительном установлении краевых условий процессов. Краевые условия разделяются на временные и пространственные. Временные состоят в задании распределения температуры для момента времени $z = 0$. Пространственные краевые условия относятся к поверхностям, ограничивающим данную среду. Они разделяются на три рода. Краевое поверхностное условие I рода (наиболее простое и редко встречающееся) состоит в задании распределения температуры на поверхности, ограничивающей данную среду, и ее изменения во времени.

Краевое поверхностное условие II рода состоит в задании величины теплового потока через поверхность, ограничивающую данную среду, и его изменения во времени. Краевое поверхностное условие III рода состоит в задании температуры среды (воздух или жидкость), окружающей поверхность, и законов теплообмена между поверхностью, окружающей средой и потоком тепла внутри тела. Искомой величиной является величина теплового потока. Это краевое условие наиболее распространено в практике и является самым сложным при аналитическом решении задачи теплопередачи.

Если имеется ограниченная по толщине стенка неограниченной протяженности и движение тепла в ней происходит только в одном

направлении, а температура этой стенки не изменяется во времени, т. е. соблюдается постоянство ее теплосодержания при постоянстве теплового потока, то такой случай соответствует стационарному тепловому режиму. При стационарном тепловом режиме температурная кривая внутри стенки переходит в постоянную

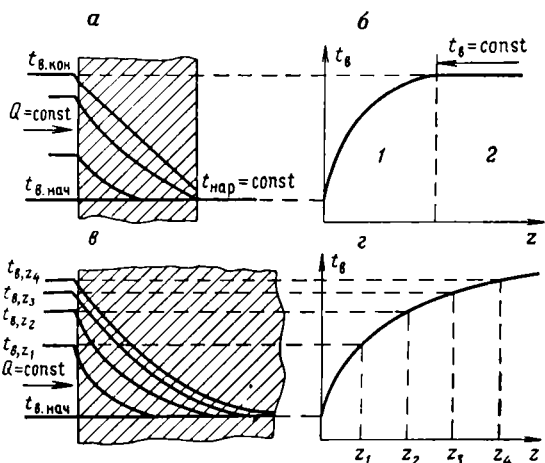


Рис. 4.V. График изменения температуры в стене, безграничном массиве и воздухе при стационарном и нестационарном режиме:

а — распределение температуры в стене ограниченной толщины; *б* — повышение температуры воздуха в помещении, ограниченном стеной; *в* — распределение температуры в безграничном массиве; *г* — повышение температуры воздуха в помещении, ограниченном безграничным массивом; 1 — период прогрева; 2 — установившийся тепловой режим

прямою с постоянным углом наклона в направлении потока тепла. Если выделить внутри такой стенки бесконечно тонкий слой толщиной dx , в котором соблюдается постоянная во времени разница температур dt , что соответствует стационарному тепловому потоку Q (проходящему через 1 м^2 этого слоя в течение 1 ч), который согласно закону Фурье выражается в виде

$$Q = -\lambda \frac{dt}{dx}. \quad (7.V)$$

Отношение dt/dx называется градиентом температуры ($^{\circ}\text{C}/\text{м}$). Знак минус в правой части уравнения (7.V) означает, что движение тепла происходит в направлении понижения температуры.

Для цилиндрической кольцевой стенки величина Q определяется по формуле

$$Q = -\lambda \frac{dt}{dr}, \quad (8.V)$$

где dr — бесконечно тонкий кольцевой слой с радиусом r .

На рис. 4.V показан график изменения температуры при постоянном тепловом потоке [44].

§ 2. Теплофизическая характеристика грунтов и ограждающих конструкций тоннелей

Точность расчетов теплопередачи в значительной степени зависит от правильного определения теплофизических характеристик грунтов, окружающих тоннели, и их ограждающих конструкций. Эти характеристики не являются строго определенными для одного и того же материала и могут изменяться в зависимости от различных условий, вследствие чего выбор тех или иных характеристик для расчетов представляет большие затруднения. Особенно это имеет место при определении теплофизических характеристик грунтов, свойства которых бывают очень мало изучены, а их значения для одного и того же грунта в районе одного сооружения могут колебаться в широких пределах.

Плотность и пористость материалов. Плотность γ — это масса 1 м³ материала (кг/м³ или т/м³).

Удельный вес $\gamma_{уд}$ — это отношение веса объема частиц материала к массе такого же объема воды.

Плотность материала зависит от его пористости, а для сыпучих материалов еще и от степени их уплотнения.

Пористость материала P — это отношение объема пор в материале к объему всего материала. Если известны значения удельного веса $\gamma_{уд}$ и плотности γ материала, то величина пористости P определяется по формуле

$$P = \frac{\gamma_{уд} - \gamma}{\gamma_{уд}} 100, \% \quad (9.V)$$

Для материала с определенным удельным весом значение пористости будет тем больше, чем меньше его плотность. От величины пористости зависят многие свойства материалов (плотность, теплопроводность, теплоемкость, морозостойкость и др.).

Плотность P_1 материала является обратной величиной пористости. Она характеризует степень заполнения материала веществом и определяется по формуле [57]

$$P_1 = \frac{\gamma}{\gamma_{уд}} 100, \% \quad (10.V)$$

Немногие строительные материалы представляют собой абсолютно твердые тела. Большая часть материалов является пористой и имеет плотность меньше 100%.

Пересчет плотности материала в воздушно-сухом состоянии $\gamma_{в.с}$ на плотность γ материала при заданной весовой влажности w_v производится по формуле [48]

$$\gamma = \gamma_{в.с} (1 + 0,01w_v), \text{ кгс/м}^3 \quad (11.V)$$

Влажность характеризуется наличием в материале свободной (химически несвязанной) воды. Она оказывает большое влия-

ние на теплопроводность и теплоемкость материала, а также на его плотность (с учетом естественной влажности материала). Влажность выражается в весовом (весовая влажность) и объемном (объемная влажность) отношениях. Весовая влажность w_v — это отношение массы влаги, содержащейся в образце сырого материала, к массе того же образца материала в сухом состоянии [57], т. е.

$$w_v = \frac{g_1 - g}{g} 100, \%, \quad (12.V)$$

где g_1 — масса образца материала до высушивания; g — масса того же образца после высушивания.

Объемная влажность w — это процентное отношение объема влаги, содержащейся в образце материала, к объему образца [57], т. е.

$$w = \frac{w_1}{w_2} 100, \%, \quad (13.V)$$

где w_1 — объем влаги, содержащейся в образце материала; w_2 — объем образца.

При одном и том же объемном содержании влаги в материале его весовая влажность будет различной в зависимости от плотности материала. Для материалов с большей плотностью весовая влажность будет ниже, чем для материалов с меньшей плотностью. Таким образом, объемная влажность дает более точное представление о содержании влаги в материале, чем весовая влажность. Если известны плотность материала и его весовая влажность, то для определения объемной влажности можно пользоваться формулой [57]

$$w = \frac{w_v \gamma}{1000}, \%. \quad (14.V)$$

Теплопроводность — это способность материала в той или иной степени проводить тепло. Теплопроводность материала характеризуется коэффициентом теплопроводности λ , который показывает количество тепла, проходящее в течение 1 ч через 1 м² плоскости данного материала толщиной 1 м при разности температур на его поверхностях 1° С. Теплопроводность зависит от влажности, температуры, пористости, объемного веса и структуры материала, а также от направления потока тепла при слоистой структуре материала. Установить общую математическую зависимость между теплопроводностью материала, его влажностью, плотностью и температурой, одинаковую для всех материалов, не представляется возможным, так как форма и строение пор материала оказывают здесь значительное влияние. Такая зависимость может быть установлена только для отдельных групп материалов, имеющих близкую между собой структуру. Для строительных материалов эта зависимость подробно изучена экспериментально и приведена в таблицах А. У. Франчука [57].

Ввиду технической сложности экспериментального определения коэффициента теплопроводности известняков и доломитов при естественной их влажности очень часто он дается при воздушно-сухом состоянии этих пород. Для пересчета (с точностью до 10%) теплопроводности известняков и доломитов при воздушно-сухом состоянии на теплопроводность при заданной влажности и положительных температурах рекомендуется эмпирическая формула автора

$$\lambda = \lambda_{в.с} \left(6 \sqrt[3]{\frac{w}{\gamma_{в.с}}} + 1 \right), \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}, \quad (15.V)$$

где λ — коэффициент теплопроводности при заданной естественной влажности, ккал/м·ч·°C; $\lambda_{в.с}$ — коэффициент теплопроводности при воздушно-сухом состоянии, ккал/м·ч·°C; $\gamma_{в.с}$ — плотность материала при воздушно-сухом состоянии, кг/м³; w — объемная влажность материала, %.

Объемная влажность w известняков и доломитов в зависимости от их плотности (1200—2500 кг/м³) колеблется от 5 до 30%. Причем меньшая влажность соответствует большему объемному весу.

Для пересчета значения коэффициента теплопроводности материала λ_1 при положительной температуре t_1 на его значение λ_2 при большей температуре t_2 и обратно можно пользоваться эмпирической формулой проф. О. Е. Власова

$$\lambda_2 = \lambda_1 [1 + 0.0025 (t_2 - t_1)], \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}, \quad (16.V)$$

Единая физико-математическая связь между указанными величинами для всех материалов до настоящего времени не выявлена.

Теплоемкость — это свойство материалов поглощать тепло при повышении температуры. Показателем теплоемкости является удельная теплоемкость c , которая показывает, какое количество тепла необходимо сообщить 1 кг данного материала, чтобы повысить его температуру на 1° С. Удельная теплоемкость материала зависит в основном от его влажности. С повышением влажности материала повышается и его теплоемкость. Это объясняется тем, что теплоемкость воды значительно больше, чем у строительных материалов.

Зависимость удельной теплоемкости c материала от его влажности можно выразить формулой [56]

$$c = c' + 0.01w_{в}, \text{ ккал/кг} \cdot \text{°C}, \quad (17.V)$$

где c' — удельная теплоемкость материала в сухом состоянии, ккал/кг·°C; $w_{в}$ — весовая влажность материала, %.

Если строительный материал состоит из нескольких различных материалов, то его удельная теплоемкость может быть определена по формуле [56]

$$c = \frac{c_1 g_1 + c_2 g_2 + \dots + c_n g_n}{g_1 + g_2 + \dots + g_n}, \text{ ккал/кг} \cdot \text{°C}, \quad (17a.V)$$

где c_1, c_2, c_n — удельные теплоемкости составляющих материалов, ккал/кг·°С; g_1, g_2, g_n — весовые части составляющих материалов.

Температуропроводность материала, характеризуемая коэффициентом температуропроводности a , показывает поведение материала при прохождении через него потока тепла при нестационарном режиме, т. е. с какой скоростью происходит передача температуры от одной плоскости к другой или ее выравнивание.

Величина $\frac{1}{a}$ является мерой термической инерции материала. Коэффициент температуропроводности определяется по формуле [56]

$$a = \frac{\lambda}{c\gamma}, \text{ м}^2/\text{ч}. \quad (18.V)$$

Определение теплофизических характеристик материалов. Многообразие факторов, влияющих на теплофизические характеристики материалов, требует экспериментального их определения в каждом отдельном случае для конкретных грунтов и строительных конструкций. Поэтому при расчетах следует принимать экспериментальные данные теплофизических характеристик конкретных материалов, которые отвечают действительным условиям, с учетом их влажности, температуры и объемного веса. При этом для исследования рекомендуется брать не менее пяти образцов одного и того же материала, определить средние значения теплофизических характеристик и принимать их в теплотехнических расчетах. Если имеются данные по объемному весу, пористости и удельной теплоемкости материала в воздушно-сухом состоянии, то его влажность можно рассчитать с известной степенью точности по вышеприведенным формулам. Значение теплофизических характеристик материалов строительных конструкций обделки тоннелей при различных их температурных и влажностных состояниях можно определить по таблицам [57].

Сложнее обстоит дело с определением теплофизических характеристик грунтов, окружающих тоннельные сооружения. Для восполнения этого пробела по заданию института «Метрогипротранс» Московским энергетическим институтом в 1955—1956 гг. были проведены экспериментальные исследования теплофизических свойств грунтов, встречающихся на трассах Московского и Ленинградского метрополитенов. В 1968 г. Харьковским автомобильно-дорожным институтом были проведены аналогичные исследования для грунтов, встречающихся на трассах Харьковского и Ташкентского метрополитенов, а также для известняков и доломитов, встречающихся на трассе Московского метрополитена. Результаты этих исследований (средние значения характеристик, определенные по 3—5 образцам из одного места) приведены в приложении 1. Значения γ, λ, c, a приведены при естественной влажности и естественной температуре (от +5 до +10° С) грунтов.

Теплофизические же характеристики одних и тех же известняков определялись как при воздушно-сухом состоянии, так и при естественной их влажности. В отдельных случаях пересчет теплофизических характеристик известняков при воздушно-сухом состоянии на характеристики при естественных влажности и температуре следует выполнять по формулам (11.V), (15.V), (16.V) и (17.V).

Пример 1. Определить теплофизические характеристики известняков, встречающихся на трассе Московского метрополитена, при их естественной весовой влажности $w_b = 6,9\%$ и естественной температуре $t = 9^\circ \text{C}$, если известны их теплофизические характеристики в воздушно-сухом состоянии: $\gamma_{в.с} = 1970 \text{ кг/м}^3$; $\lambda_{в.с} = 0,56 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$; $c_{в.с} = 0,21 \text{ ккал/кг} \cdot ^\circ\text{C}$ (при 18°C).

1. По формуле (11.V) определяем

$$\gamma = 1970 (1 + 0,01 \cdot 6,9) = 2110 \text{ кг/м}^3.$$

2. По формуле (15.V) определяем

$$\lambda = 0,56 \left(6 \sqrt{\frac{6,9}{1970} + 1} \right) = 1,07 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}.$$

3. По формуле (16.V) определяем

$$\lambda_2 = 1,07 [1 + 0,0025 (9 - 18)] = 1,05 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}.$$

4. По формуле (17.V) определяем

$$c = 0,20 + 0,01 \cdot 6,9 = 0,27 \text{ ккал/кг} \cdot ^\circ\text{C}.$$

§ 3. Определение температуры грунтов

Для обеспечения наибольшей точности при теплотехнических расчетах теплопередачи в грунт следует пользоваться данными температуры грунтов, полученными на основании многолетних натуральных измерений. Амплитуда колебаний температуры грунтов на глубину до 4 м от поверхности для всех периодов года хорошо изучена на основании длительных наблюдений во многих городах Советского Союза [47]. Средние значения температуры грунтов по многолетним наблюдениям для некоторых городов Советского Союза приведены в приложении 2. Эти данные в значительной своей части могут быть использованы при проектировании метрополитенов мелкого заложения. При более глубоком заложении метрополитенов следует пользоваться данными натуральных измерений температуры грунтов, полученными во время сооружения тоннелей. На основании этих данных должны быть уточнены расчеты, выполненные по предварительным данным. В приложении 3 приведены значения температуры грунтов на глубине более 10 м от поверхности, полученные в результате измерения при строительстве метрополитенов. При отсутствии фактических дан-

ных для предварительного определения температуры грунтов можно пользоваться излагаемой ниже методикой, разработанной в ВИА им. Куйбышева [44].

Температура грунта на заданной глубине H зависит от среднегодовой температуры, амплитуды годового колебания температуры на земной поверхности, притока тепла от центра земли и теплофизических характеристик грунтов. Среднегодовая температура $t_{\text{ср. пов}}$ на поверхности земли зависит в основном от средней температуры воздуха за год $t_{\text{ср. год. в}}$ в данном районе, растительного и, особенно, снежного покрова. Так как снежный покров препятствует остыванию земли, среднегодовая температура на поверхности земли всегда несколько выше средней температуры воздуха за год в этом районе, т. е.

$$t_{\text{ср. пов}} = t_{\text{ср. год. в}} + \Delta t, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (19.V)$$

Перепад температур Δt зависит от толщины и продолжительности стояния снежного покрова. Его средние значения [44] для различных районов Советского Союза приведены на рис. 5.V, а значения средней температуры воздуха за год — в приложении 5.

Так как метрополитен в основном проектируется вдоль улиц большим движением и усовершенствованным покрытием, которое, как правило, очищается от снега, то значения Δt , принимаемые по рис. 5.V, следует уменьшать. Однако, учитывая, что поверхность земли вдоль уличных трасс активно прогревается теплофикационными каналами, подвалами зданий и линиями метрополитена, фактические значения Δt в этих условиях принимаются на 30% выше. Поэтому в формулы, включающие перепад температур Δt , вводится коэффициент 1,3. Вследствие постоянного притока тепла от центра земли среднегодовая температура грунтов увеличивается примерно на 1°C на каждые 30 м в глубину.

Различная интенсивность потока лучистого тепла от солнца в летний и зимний периоды приводит к колебаниям температуры поверхности земли в течение года. Амплитуда годового колебания температуры поверхности земли A_0 , зависящая главным образом от климата, приведена на карте (рис. 6.V), составленной Ю. И. Кулжинским [44]. Отношение амплитуды колебания температуры на поверхности земли A_0 к амплитуде колебания температуры грунта A_H на глубине H , т. е. затухание амплитуды колебания температур при проникновении тепловой волны в массив грунта, приближенно может быть определено по формуле

$$\frac{A_0}{A_H} = e^{H \sqrt{\frac{\pi \gamma c}{\lambda z}}}, \quad (20.V)$$

где e — основание натуральных логарифмов ($e = 2,72$); H — глубина рассматриваемой точки от поверхности земли, м; π — отношение длины окружности к диаметру ($\pi = 3,14$); γ , c и λ —

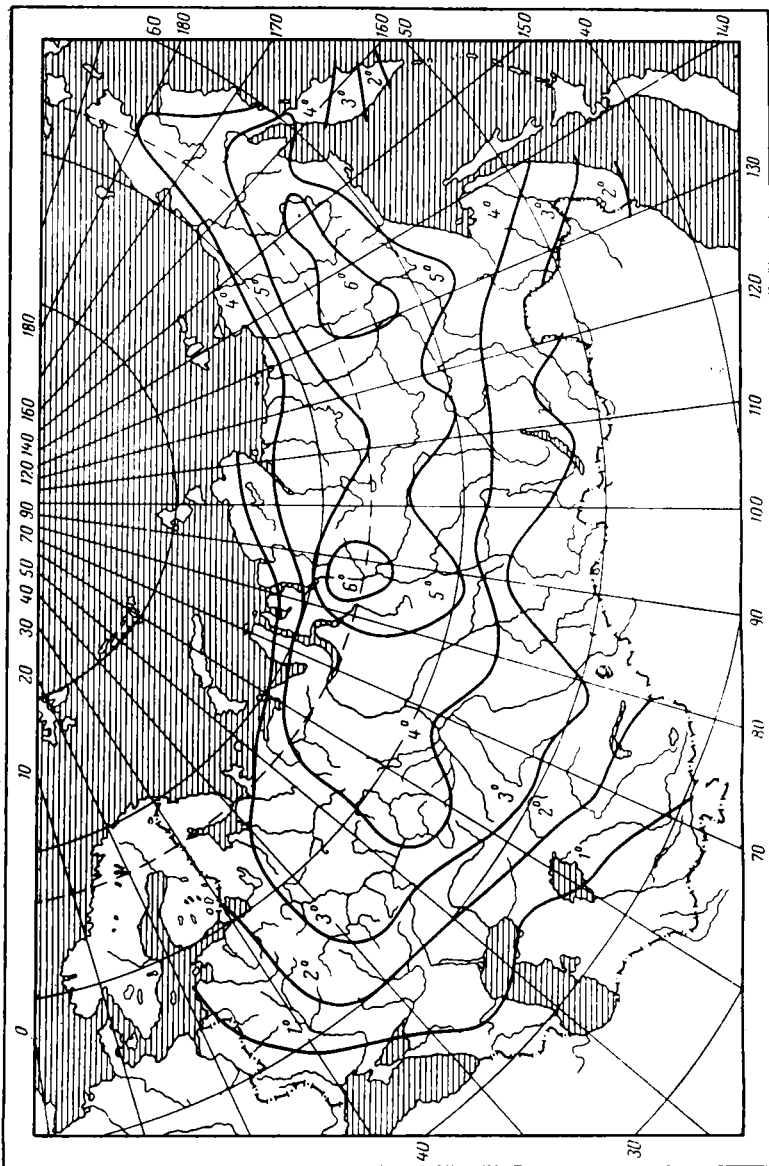


Рис. 5.V. Карта превышения среднегодовой температуры поверхности грунта над среднегодовой температурой воздуха

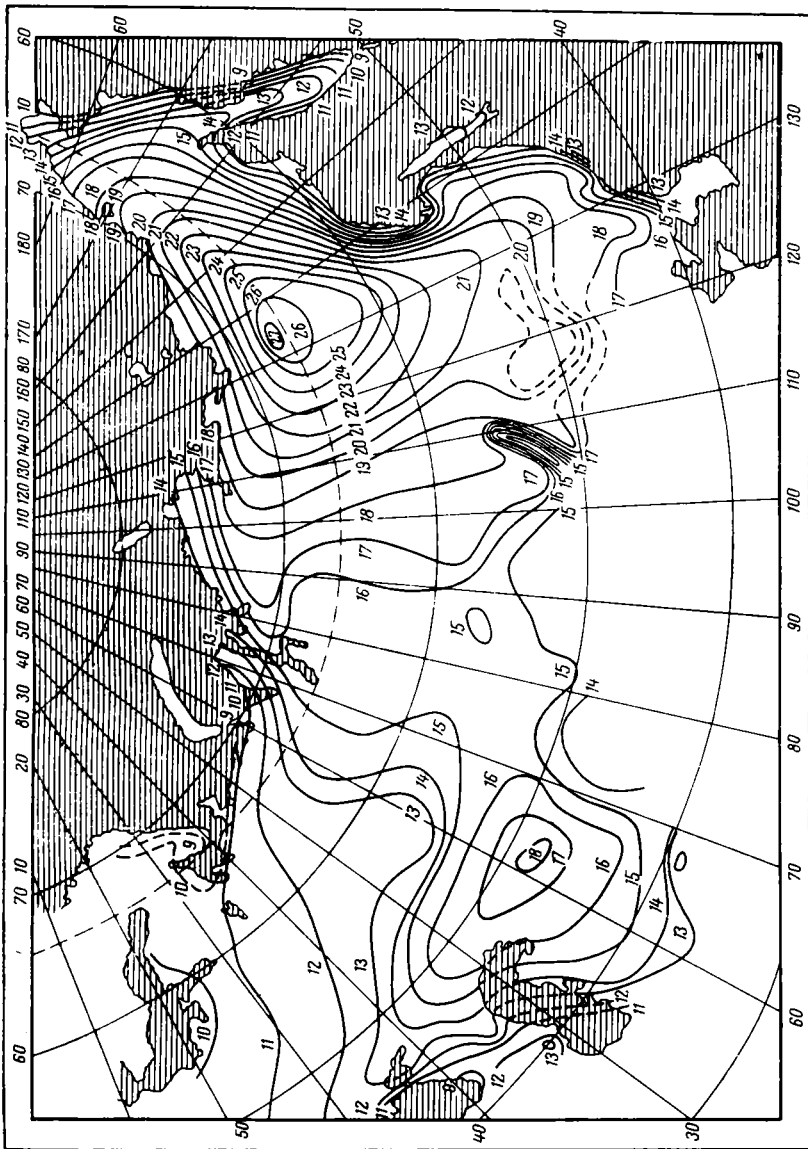


Рис. 6.V. Карта амплитуды колебания среднемесячных температур поверхности грунта

соответственно плотность (кг/м^3), теплоемкость (ккал/кг) и коэффициент теплопроводности грунта ($\text{ккал/м}\cdot\text{ч}\cdot^\circ\text{C}$); z — годовой период колебания температур ($z = 8760$), ч.

Формула (20.V) является приближенной, так как не учитывает изменения теплофизических характеристик грунтов у поверхности при их замерзании.

Если для грунта средней влажности $\gamma = 2000 \text{ кг/м}^3$, $c = 0,22 \text{ ккал/кг}$ и $\lambda = 1,4 \text{ ккал/м}\cdot\text{ч}\cdot^\circ\text{C}$, то

$$\sqrt{\frac{\pi\lambda c}{\lambda z}} = \frac{3,14 \cdot 2000 \cdot 0,22}{1,4 \cdot 8760} \Rightarrow 0,33 \approx \frac{1}{3},$$

а амплитуда годового колебания температуры грунта на глубине H выразится в виде

$$A_H = \frac{A_0}{e^{\sqrt{\frac{\pi\gamma c}{\lambda z}} H}} = \frac{A_0}{2,72^{\frac{H}{3}}}, \quad (21.V)$$

При составлении карты среднегодовых температур воздуха вводят поправку на среднюю геодезическую отметку данного места $h_{\text{геод}}$, т. е. карту приводят к нулевой геодезической отметке. Средняя величина поправки равна $h_{\text{геод}}/200$, т. е. через каждые 200 м превышения над уровнем моря температура понижается на 1°C . Поэтому для получения истинного значения среднегодовой температуры воздуха надо из значения, определенного по карте (см. рис. 5.V), вычесть поправку $h_{\text{геод}}/200$. Исходя из этого, максимальная и минимальная температура $t_{\text{гр}}$ грунтов в черте городской застройки на заданной глубине H определяется по формуле

$$t_{\text{гр}} = t_{\text{ср. год. в}} + 1,3 \Delta t + \frac{H}{30} - \frac{h_{\text{геод}}}{200} \pm \frac{A_0}{e^{\sqrt{\frac{\pi\gamma c}{\lambda z}} H}}, \quad ^\circ\text{C}. \quad (22.V)$$

Для грунтов с теплофизическими характеристиками, близкими вышепринятым, их температура на искомой глубине примет вид:

$$t_{\text{гр}} = t_{\text{ср. год. в}} + 1,3 \Delta t + \frac{H}{30} - \frac{h_{\text{геод}}}{200} \pm \frac{A_0}{e^{\frac{H}{3}}}, \quad ^\circ\text{C}. \quad (23.V)$$

На рис. 7.V в качестве примера приведен график изменения максимальной, минимальной и среднегодовой температур грунта, подсчитанных по формуле (23.V).

Методика определения температуры грунтов, окружающих сооружения, расположенные у поверхности земли, приведена в § 10 данной главы.

§ 4. Определение постоянного теплового потока в грунт из тоннельных сооружений большой протяженности

Процесс нагрева и охлаждения конструкции тоннеля и грунта с физико-математической точки зрения можно рассматривать как нагревание и охлаждение при нестационарном тепловом режиме неограниченного по длине полого цилиндра, имеющего неограниченную по толщине стенку.

Этот процесс подчиняется дифференциальным уравнениям теплопроводности Фурье, аналитическое решение которых является сложной математической задачей, приводящей к громоздким для практического применения формулам. С целью упрощения инженерных расчетов на практике применяются формулы, точность которых уступает строгим математическим решениям, но лежит в пределах точности, удовлетворяющей практическим требованиям. Эти формулы, как правило, представляют собой аналитические решения дифференциальных уравнений, в которые внесены упрощающие предпосылки. Такие формулы, рекомендуемые для определения теплопередачи в грунт при нестационарном тепловом режиме и постоянном тепловом потоке, известны в технической литературе.

К их числу относятся формулы О. Е. Власова [4], С. И. Наумова, Б. А. Казанцева [43], Ю. И. Кулжинского [44], Ниссоле [33], К. Д. Смирнова, С. С. Вялова, А. Н. Щербаня [66], А. Ф. Воропаева [13], Б. Ф. Шкурко, Л. Р. Ингерсолл [21],

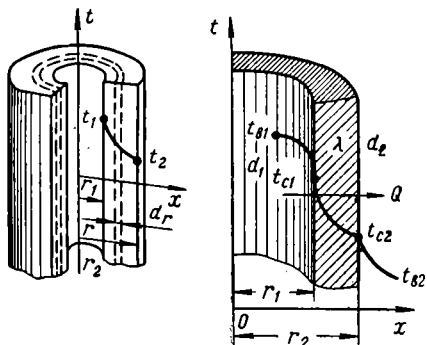
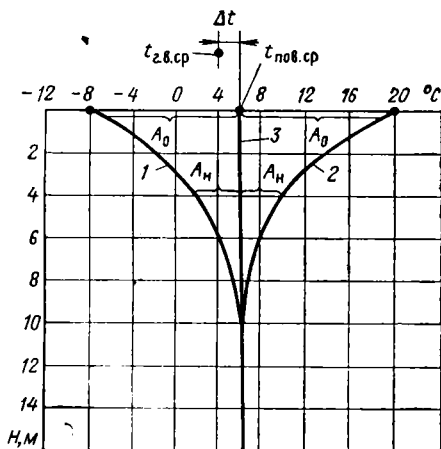


Рис. 7.V. График изменения минимальных (1), максимальных (2) и среднегодовых (3) температур грунта с глубиной H

Рис. 8.V. График изменения температуры в стенке цилиндра при стационарном режиме теплопередачи

М. Рубинэ [39] и др. Все эти формулы исходят из начальных условий конвективного теплообмена, при котором температуры воздуха t_b , внутренней поверхности стенки t_c и грунта $t_{гр}$ равны между собой, т. е.

$$t_b = t_c = t_{гр}.$$

Однако в большинстве практических случаев требуется определить количество тепла, поступающего в грунт при наличии предварительного натопа или охлаждения, т. е. к моменту, когда температура воздуха отличается в той или иной степени от температуры грунта:

$$t_b \neq t_c \neq t_{гр}.$$

Поэтому в дальнейшем принимаются следующие обозначения: t'_b и t'_c — соответственно температура воздуха и внутренней поверхности стенки тоннеля в начале периода рассматриваемого процесса (при $t'_b > t_{гр} < t'_c$); t''_b и t''_c — тоже, но в конце заданного расчетного периода времени.

Методами Ю. И. Кулжинского [44] предусматривается это решение, но для его выполнения должно быть задано количество тепла, предварительно поступившего в грунт, которое не представляется возможным определить в большинстве практических расчетов. Вместо этого, как правило, известны только начальные температуры воздуха и стенки тоннеля. Ниже на основе выведенных формул и разработанной методики расчетов делается попытка решения этой задачи. Предлагаемая методика учитывает возможную неоднородность между теплофизическими характеристиками ограждающих конструкций тоннелей и грунтов, их окружающих. Сопоставление результатов расчетов по выведенным формулам с экспериментальными данными показывает достаточное их совпадение, что подтверждает возможность практического применения предлагаемого метода расчетов. Теплофизические свойства грунтов, входящие в выведенные формулы, принимаются при их естественной влажности и температуре, соответствующей практическому отсутствию движения грунтовых вод в грунтах, окружающих тоннели. Движение вод в грунтах, окружающих тоннели метрополитенов, после закрытия забоев в подавляющем большинстве весьма незначительно. Наибольшую подвижность грунтовых вод можно было бы ожидать в сильно трещиноватых известняках, окружающих часть трассы московского метрополитена. Однако многолетние гидрогеологические наблюдения показывают, что при закрытых забоях и отсутствии искусственного водозабора с этого горизонта скорость водяного потока в этих грунтах в основном ниже 0,15 м/сут. Точный расчет влияния скорости движения грунтовых вод на условие теплопередачи чрезвычайно труден, но общее представление об этом влиянии можно получить приближенным путем. Такие расчеты показывают, что под влиянием движения грунтовых вод теплопередача в грунт увеличивается менее чем на 20% при скорости, не превышающей 0,15 м/сут [21].

Недоучет этого явления идет только в запас для определения теплопередачи в грунт при расчетах вентиляции метрополитена по тепловыделениям. Оно может иметь некоторое влияние для расчетов отопления подземных сооружений. В приведенных ниже формулах и методике расчета предполагается, что отношение расчетного диаметра тоннеля к его длине составляет не менее $\frac{1}{20}$.

При таком и большем значении данного отношения увеличения теплопередачи, связанного с наличием углов, образующихся при учете торцевых стенок тоннеля, практически не наблюдается. Для упрощения расчетов также предполагается, что тепловыделения в тоннелях в процессе нагревания постоянны. В связи с этим колебания тепловыделений в течение суток в тоннелях приводятся к их средней величине.

При установившемся тепловом состоянии системы (стационарном режиме), характеризующимся постоянным теплотокотом $Q = \text{const}$ и граничными поверхностными условиями III рода, теплопроводность стенки цилиндрической трубы можно определить по дифференциальному уравнению Фурье [35], т. е. количество тепла Q , проходящего через слой стенки полого цилиндра dr (рис. 8.V) в радиальном направлении x , равно

$$Q = -\lambda F \frac{dt}{dr} = -\lambda 2\pi r l \frac{dt}{dr}, \text{ ккал/ч}, \quad (24.V)$$

где F — поверхность теплопередачи; l — длина цилиндра.

Из уравнения (24.V) имеем

$$dt = \frac{Q}{2\pi\lambda l} \frac{dr}{r}. \quad (24a.V)$$

Интегрируя уравнение (24a.V), получим:

$$\int dt = -\frac{Q}{2\pi\lambda l} \int \frac{dr}{r}; \quad (24б.V)$$

$$t = -\frac{Q}{2\pi\lambda l} \ln r + C. \quad (24в.V)$$

Подставляя значения переменных на границе стенок, т. е.

$$r = r_1; t = t_{c1} \text{ и } r = r_2; t = t_{c2},$$

получим:

$$t_{c1} = -\frac{Q}{2\pi\lambda l} \ln r_1 + C; \quad (24г.V)$$

$$t_{c2} = -\frac{Q}{2\pi\lambda l} \ln r_2 + C. \quad (24д.V)$$

Вычитая из равенства (24г.V) равенство (24д.V), найдем:

$$t_{c1} - t_{c2} = \frac{Q}{2\pi\lambda l} (\ln r_2 - \ln r_1) = \frac{Q}{2\pi\lambda l} \ln \frac{r_2}{r_1}; \quad (24е.V)$$

$$Q = \frac{2\pi\lambda l}{\ln \frac{r_2}{r_1}} (t_{c1} - t_{c2}) = \frac{2\pi\lambda l}{\ln \frac{d_2}{d_1}} (t_1 - t_2), \text{ ккал/ч}. \quad (25.V)$$

Формула (25.V) рекомендуется для определения теплопроводности цилиндрической стенки (при стационарном режиме). Она справедлива также и при $t_{c1} < t_{c2}$, т. е. когда тепловой поток направлен от наружной поверхности к внутренней.

Если в уравнение (24в.V) подставить значение постоянной C из уравнения (24г.V) и значение Q из уравнения (25.V), получим уравнение температурной кривой в цилиндрической стенке

$$t_x = t_{c1} - \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \ln \frac{d_x}{d_1}, \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (26.V)$$

Так как при стационарном режиме количество тепла, переданного воздухом внутренней стенке, равно количеству тепла, прошедшего через стенку и переданного наружной стенке и равно количеству тепла, переданного внешней среде, то величину Q , приходящуюся на 1 м длины цилиндра, можно выразить в виде:

$$\frac{Q}{l_l} = q_l = \alpha_1 \pi d_1 (t''_{в1} - t''_{c1}), \text{ ккал/ч} \cdot \text{м}; \quad (27.V)$$

$$\frac{Q}{l_l} = q_l = \frac{2\pi\lambda (t''_{c1} - t''_{c2})}{\ln \frac{d_2}{d_1}}, \text{ ккал/ч} \cdot \text{м}; \quad (27a.V)$$

$$\frac{Q}{l_l} = q_l = \alpha_2 \pi d_2 (t''_{c2} - t''_{в2}), \text{ ккал/ч} \cdot \text{м}, \quad (27б.V)$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты пропорциональности (называемые коэффициентами теплоотдачи), характеризующие условия сложного теплообмена, проходящего между жидкостью или газом и поверхностью твердого тела, т. е. между средами с разными агрегатными состояниями.

Пренебрегая пока различием теплофизических характеристик ограждающих конструкций и грунтов, за расчетную толщину стенки тоннеля принимаем изменяющееся по времени z расстояние x_p от внутренней поверхности стенки тоннеля до границы, где температура прогретой толщи грунта близка к его естественной температуре. Поскольку в этом случае отсутствует теплообмен между телами с разным агрегатным состоянием, коэффициент теплоотдачи $\alpha_2 = 0$. Так как в этих условиях температура условной внешней расчетной стенки цилиндрической трубы — тоннеля (внешняя граница между прогретым слоем и грунтом с естественной температурой) будет равна $t''_{c2} = t_{гр}$, эту температуру для данного случая можно принять как температуру условной внешней среды, т. е.

$$t''_{c2} = t_{гр} = t''_{в2}.$$

Но при $t''_{c2} = t''_{в2}$ уравнение (27б.V) равно нулю. В этом случае тепло вместо внешней среды идет на повышение теплосодержания

грунта (аккумулируется им), увеличивая во времени толщину прогретого слоя, что характеризует нестационарный процесс. В связи с этим уравнение (27б.V) заменяем уравнением, характеризующим тепло, аккумулированное грунтом. Скорость увеличения толщины прогретого слоя грунта x_p зависит от его теплофизических характеристик λ , c и γ . Чем больше удельная теплоемкость c и плотность γ грунта, тем она меньше. Увеличение же удельной теплопроводности λ грунта вызывает ее рост. С увеличением во времени z прогретой толщи грунта при сохранении постоянного теплового потока увеличивается полный температурный напор, под которым он действует

$$\Delta t = t_{в1}'' - t_{гр}.$$

Если границу прогретой толщи грунта, окружающего тоннель (где ее температура близка к естественной), рассматривать как наружную поверхность цилиндра диаметром d_2 , то величину d_2 можно выразить через внутренний диаметр тоннеля d_1 и прогретую толщину x_p (рис. 9.V):

$$d_2 = d_1 + 2x_p; \quad (28.V)$$

$$\ln \frac{d_2}{d_1} = \ln \left(\frac{d_1 + 2x_p}{d_1} \right) = \ln \left(1 + \frac{2x_p}{d_1} \right). \quad (29.V)$$

Подставляя в уравнения (27.V) и (27а.V) значение d_2 из формул (28.V) и (29.V), а также заменяя $t_{с2}''$ через $t_{гр}$ и принимая, что при $q_l = \text{const}$ значение d_2 и температурные напоры $t_{в1}'' - t_{с1}''$ и $t_{с1}'' - t_{с2}'' = t_{с1}'' - t_{гр}$, будут достигнуты к концу заданного промежутка времени, можно с известной степенью точности определить частные температурные напоры для нестационарного теплового режима:

$$t_{в1}'' - t_{с1}'' = \frac{q_l}{\pi} \frac{1}{\alpha_1 d_1}, \quad ^\circ\text{C}; \quad (30.V)$$

$$t_{с1}'' - t_{гр} = \frac{q_l}{\pi} \frac{1}{2\lambda} \ln \left(1 + \frac{2x_p}{d_1} \right), \quad ^\circ\text{C}. \quad (31.V)$$

Складывая уравнения (30.V) и (31.V), получим полный температурный напор для конца рассматриваемого промежутка времени

$$t_{в1}'' - t_{гр} = \frac{q_l}{\pi} \left[\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \left(1 + \frac{2x_p}{d_1} \right) \right], \quad ^\circ\text{C}. \quad (31a.V)$$

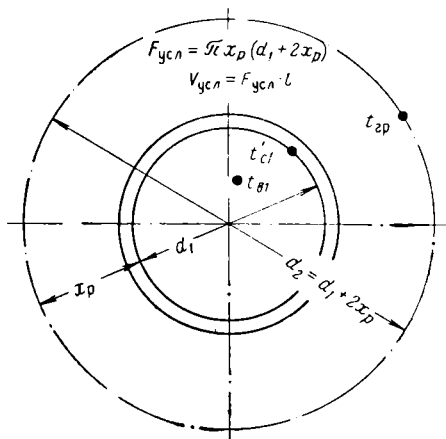


Рис. 9.V. Схема к расчету прогреваемой толщи грунта, окружающего тоннель

Из уравнения (31а.V) определяем значение постоянного теплового потока q_l на 1 м длины тоннеля при заданном перепаде температур $t''_{в1} - t_{гр}$ к концу заданного промежутка времени z

$$q_l = \frac{\pi (t''_{в1} - t_{гр})}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \left(1 + \frac{2x_p}{d_1} \right)}, \text{ ккал/ч} \cdot \text{м.} \quad (32.V)$$

Тогда тепловой поток, приходящийся на 1 м² площади внутренней поверхности тоннеля, примет вид

$$\begin{aligned} \frac{q_l}{\pi d_1} = q &= \frac{\pi (t''_{в1} - t_{гр})}{\pi \frac{d_1}{\alpha_1 d_1} + \frac{d_1}{2\lambda} \ln \left(1 + \frac{2x_p}{d_1} \right)} = \\ &= \frac{t''_{в1} - t_{гр}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_1}{2\lambda} \ln \left(1 + \frac{2x_p}{d_1} \right)}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч.} \end{aligned} \quad (33.V)$$

Суммарное количество тепла (прошедшего за время z через прогретый слой грунта толщиной x_p), которое приходится на 1 м длины тоннеля при $q_l = \text{const}$ определим из уравнения (31.V).

$$\sum_{i=1}^{\pi d_1} q_{lz} = \frac{2\pi\lambda (t''_{с1} - t_{гр})}{\ln \left(1 + \frac{2x_p}{d_1} \right)} z, \text{ ккал/м.} \quad (34.V)$$

Тогда количество тепла, аккумулированное грунтом $\sum_{i=1}^{\pi d_1} q_{l\text{ак}}$ при соответствующем увеличении прогретой толщи x_p , определим по формуле

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^{\pi d_1} q_{l\text{ак}} &= \frac{V_{\text{усл}}}{l} c\gamma (t_{\text{ср. гр}} - t_{гр}) = F_{\text{усл}} c\gamma (t_{\text{ср. гр}} - t_{гр}) = \\ &= F_{\text{усл}} c\gamma \Delta t, \text{ ккал/м,} \end{aligned} \quad (35.V)$$

где $V_{\text{усл}}$, $F_{\text{усл}}$, $t_{\text{ср. гр}}$, $t_{гр}$, Δt и l — соответственно условные объем и площадь сечения тоннеля, средняя температура прогретого слоя грунта, естественная температура грунта, температурный напор и длина тоннеля.

Так как по условию $\sum_{i=1}^{\pi d_1} q_{lz} = \sum_{i=1}^{\pi d_1} q_{l\text{ак}}$, то, приравнявая правые части равенств (34.V) и (35.V), получим

$$F_{\text{усл}} c\gamma (t_{\text{ср. гр}} - t_{гр}) = \frac{2\pi\lambda (t''_{с1} - t_{гр})}{\ln \left(1 + \frac{2x_p}{d_1} \right)} z. \quad (36.V)$$

Условную площадь грунта $F_{\text{усл}}$, окружающего сечение тоннеля и имеющего температуру выше его естественной температуры (см. рис. 9.V), можно выразить в виде

$$F_{\text{усл}} = \frac{\pi d_2^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{\pi (d_1 + 2x_p)^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} = \pi x_p (d_1 + x_p), \text{ м}^2. \quad (37. V)$$

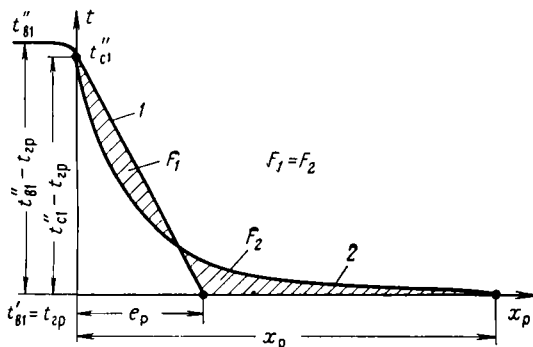


Рис. 10.V. График изменения температуры грунта:

1, 2 — соответственно условная эквивалентная прямая и кривая изменения температуры грунта

Для упрощения написания формул в дальнейшем α_1 и d_1 будем обозначать через α и d .

В условиях стационарного теплового режима температура в стенке цилиндра будет изменяться по логарифмической кривой. В условиях нестационарного режима температура в стенке цилиндра будет изменяться по более сложной кривой, решение уравнения которой представляет сложную математическую задачу, а определение средней температуры грунта по нему значительно усложняет инженерные расчеты. Для упрощения расчетов, используя метод Б. А. Казанцева [43], вместо расчетной толщины прогретого слоя грунта x_p принимаем эквивалентную ей в теплотехническом отношении условную толщину прогретого слоя e_p , которая будет связана с x_p зависимостью $x_p = \beta_1 e_p$. Величина e_p будет всегда меньше ее расчетной толщины x_p на величину, учитываемую коэффициентом β_1 . На графике (рис. 10.V) температурная кривая в толще грунта заменяется эквивалентной ей температурной прямой так, чтобы площадь F_1 , расположенная между ними, равнялась площади F_2 , отсекаемой температурной кривой. При такой замене средний температурный напор в грунте определяется по формуле

$$\Delta t_{cp} = \beta_2 (t_{cp. \text{ гр}} - t_{\text{гр}}) = \beta_2 \left(\frac{t''_{c1} + t_{\text{гр}}}{2} - t_{\text{гр}} \right) = \beta_2 \left(\frac{t''_{c1} - t_{\text{гр}}}{2} \right), \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (38. V)$$

где β_2 — безразмерный коэффициент, учитывающий отклонение среднего температурного напора при условно принятой линейной

зависимости процесса от действительного среднего температурного напора в грунте.

Условная эквивалентная толщина прогретого слоя грунта e_p определится после подстановки в формулу (36.V) значения величин из формул (37.V) и (38.V), а также при замене x_p через $\beta_1 e_p$:

$$\beta_1 e_p (d + \beta_1 e_p) c \gamma \beta_2 \left(\frac{t_{c1}^* - t_{rp}}{2} \right) = \frac{2\pi\lambda z}{\ln \left(1 + \frac{2\beta_1 e_p}{d} \right)} (t_{c1}^* - t_{rp}). \quad (39.V)$$

Так как $a = \frac{\lambda}{c\gamma}$, то

$$\beta_1 e_p (d + \beta_1 e_p) \ln \left(1 + \frac{2\beta_1 e_p}{d} \right) = 4az \frac{1}{\beta_2}. \quad (40.V)$$

Для упрощения расчетов пренебрегаем коэффициентами β_1 и $1/\beta_2$, что составляет ошибку 3—6%. Тогда окончательно получим значение e_p в трансцендентной форме

$$e_p (d + e_p) \ln \left(1 + \frac{2e_p}{d} \right) = 4az. \quad (41.V)$$

Заменяя в формуле (33.V) x_p на e_p , определим с учетом условной эквивалентной толщины прогретого слоя грунта необходимую величину постоянного удельного теплового потока на 1 м^2 внутренней поверхности тоннеля $q = \text{const}$ при заданной длительности z повышения температуры воздуха от $t_{в1} = t_{rp}$ или другой промежуточной температуры до $t_{в1}^*$

$$q = \frac{t_{в1}^* - t_{rp}}{\frac{1}{\alpha} + \frac{d}{2\lambda} \ln \left(1 + \frac{2e_p}{d} \right)}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}. \quad (42.V)$$

Тепловой поток для всей поверхности площадью F примет вид

$$Q_{rp} = F \frac{t_{в1}^* - t_{rp}}{\frac{1}{\alpha} + \frac{d}{2\lambda} \ln \left(1 + \frac{2e_p}{d} \right)}, \text{ ккал/ч}. \quad (43.V)$$

Обозначая по аналогии со стационарным режимом через K_z коэффициент теплопередачи при нестационарном тепловом режиме, получим

$$K_z = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{d}{2\lambda} \ln \left(1 + \frac{2e_p}{d} \right)}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}. \quad (44.V)$$

Тогда количество тепла Q_{rp} поступающего в грунт через всю заданную поверхность теплопередачи, выразится в виде

$$Q_{rp} = F K_z (t_{в1}^* - t_{rp}), \text{ ккал/ч}, \quad (45.V)$$

Предыдущие выводы были сделаны из предположения, что к моменту появления теплового потока начальная температура

воздуха в тоннеле и температура его стенки равна естественной температуре грунта. Для случая, когда начальная температура воздуха в тоннеле и внутренняя температура стенки тоннеля больше температуры грунта, т. е. $t'_{в1} > t_{с1} > t_{гp}$, а конечная температура воздуха в тоннеле поднимается до $t''_{в1}$ (см. рис. 1.V), величина e_p может быть определена следующим образом. Допускаем (как и выше для упрощения расчетов), что распределение температур в стенке тоннеля и толще грунта происходит по линейному закону, т. е. $x_p = \beta_1 e_p$, и принимаем, что количество тепла, первоначально (к началу рассматриваемого периода) аккумуляированного грунтом, будет пропорционально разнице между средней температурой первоначально прогретого слоя грунта и его естественной температурой, т. е.

$$\Delta t_1 = \beta_2 \left(\frac{t'_{с1} + t_{гp}}{2} - t_{гp} \right), \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (46.V)$$

Общее количество тепла, аккумуляированного грунтом к концу расчетного периода времени z , будет пропорционально разнице между средней температурой грунта к концу расчетного периода времени z и его естественной температурой, т. е.

$$\Delta t_2 = \beta_2 \left(\frac{t''_{с1} + t_{гp}}{2} - t_{гp} \right), \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (47.V)$$

Количество тепла, аккумуляированного грунтом с начала расчетного периода времени и до его конца z , будет пропорционально разнице вышевыведенных средних температурных напоров, т. е.

$$\Delta t_2 - \Delta t_1 = \beta_2 \left[\left(\frac{t''_{с1} + t_{гp}}{2} - t_{гp} \right) - \left(\frac{t'_{с1} + t_{гp}}{2} - t_{гp} \right) \right] = \beta_2 \left(\frac{t''_{с1} - t'_{с1}}{2} \right), \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (48.V)$$

Подставляя в формулу (36.V) значения величин из формулы (37.V), а вместо разности $t_{сp, гp} - t_{гp}$ значение температурного напора из формулы (46.V) и заменяя x_p через e_p , а также пренебрегая β_1 и $1/\beta_2$, после преобразований получим

$$e_p (d + e_p) \ln \left(1 + \frac{2e_p}{d} \right) = 4az \left(\frac{t''_{с1} - t_{гp}}{t''_{с1} - t'_{с1}} \right). \quad (49.V)$$

При постоянном тепловом потоке, исходя из существа формулы (30.V) подтвержденной испытаниями в тоннелях, имеем

$$t''_{в1} - t''_{с1} \approx t_{в1} - t'_{с1} = \text{const.}$$

Поэтому

$$t''_{с1} - t'_{с1} \approx t''_{в1} - t'_{в1} \approx \Delta t_c \approx \Delta t_{в1}.$$

Тогда, заменяя в формуле (49.V) $t''_{с1} - t'_{с1}$ на $t''_{в1} - t'_{в1}$, получим

$$e_p (d + e_p) \ln \left(1 + \frac{2e_p}{d} \right) = 4az \frac{t''_{с1} - t_{гp}}{t''_{в1} - t'_{в1}}, \quad (50.V)$$

где t'_{c1} и t'_{b1} — начальные температуры соответственно внутренней поверхности стенки тоннеля и воздуха, движущегося в тоннеле; t''_{c1} и t''_{b1} — их конечные температуры в конце периода времени z .

Из равенства (30.V) после соответствующих преобразований получим формулу для определения температуры внутренней поверхности стенки тоннеля при постоянном тепловом потоке на 1 м^2 этой поверхности

$$t''_{c1} = t''_{b1} - \frac{q}{\alpha}, \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (51.V)$$

Формула (50.V) отличается от формулы (41.V) температурным членом $(t''_{c1} - t_{rp}) / (t''_{b1} - t'_{b1})$. Она применима для определения условной эквивалентной толщины прогретого слоя грунта в общем виде, а также в случае, когда начальная температура стенки и воздуха тоннеля равна естественной температуре грунта. Для этого случая выведена формула (41.V), что доказывается следующими соображениями. Так как

$$t'_{b1} - t'_{b1} \approx t''_{c1} - t'_{c1}.$$

то при $t'_{c1} = t_{rp}$ имеем

$$\frac{t'_{c1} - t_{rp}}{t''_{b1} - t'_{b1}} \approx \frac{t''_{c1} - t_{rp}}{t''_{c1} - t'_{c1}} \approx \frac{t'_{c1} - t_{rp}}{t'_{c1} - t_{rp}} \approx 1.$$

Поэтому формула (50.V) обращается в формулу (41.V).

В практике часто встречаются случаи, когда теплофизические характеристики ограждающей конструкции (обделки) тоннеля резко отличаются от теплофизических характеристик грунта, что создает как бы двухслойную конструкцию стенки, в которой протекает процесс теплопередачи.

Для учета этого рекомендуется в правую часть формул (41.V) и (50.V) вводить эмпирический коэффициент

$$\varphi_{cл} = \sqrt[4]{\frac{a}{a_1} \left(1 - \frac{z_1}{z}\right)}. \quad (52.V)$$

Тогда формулы (41.V) и (50.V) окончательно примут вид:

$$e_p (d + e_p) \ln \left(1 + \frac{2e_p}{d}\right) = 4az\varphi_{cл}, \quad (53.V)$$

$$e_p (d + e_p) \ln \left(1 + \frac{2e_p}{d}\right) = 4az\varphi_{cл} \frac{t''_{c1} - t_{rp}}{t''_{b1} - t'_{b1}}. \quad (54.V)$$

где $a = \lambda/c\gamma$, $a_1 = \lambda_1/c\gamma_1$ — соответственно коэффициенты теплопроводности грунта и ограждающих конструкций тоннеля, $\text{м}^2/\text{ч}$; z_1 — время, в течение которого часть условной толщины прогретого слоя укладывается в заданной конструктивной толщине стенки тоннеля, ч ; z — время, заданное расчетом (при

$z > z_1$) для определения полной величины условной эквивалентной толщины прогретого слоя, ч.

Коэффициент $\varphi_{\text{сл}}$ имеет следующий физический смысл. При $a_1 < a$ обделка тоннеля имеет большее термическое сопротивление, чем окружающий грунт. Поэтому меньшее количество тепла может поступать из воздуха за внутренний периметр, тоннеля при прочих равных условиях. В этом случае $\varphi_{\text{сл}} > 1$ и общая условная эквивалентная толщина прогретого слоя как бы увеличивается. При $a_1 > a$ коэффициенты $\varphi_{\text{сл}} < 1$ и количество тепла, поступающего за обделку тоннеля, при прочих равных условиях увеличивается.

Чем больше будет разница между z и z_1 , тем меньшее значение для определения q будут иметь теплофизические характеристики обделки тоннеля. Это учитывается выражением $(1 - z_1/z)$. При обделке тоннеля из металлических тубингов с очень малым

Таблица 1.V

$e_p, \text{ м}$	Значение $4az\varphi_{\text{сл}}$ и $4az\varphi_{\text{сл}} \frac{t''_{\text{с1}} - t_{\text{гр}}}{t''_{\text{в1}} - t'_{\text{в1}}}$			$e_p, \text{ м}$	Значение $4az\varphi_{\text{сл}}$ и $4az\varphi_{\text{сл}} \frac{t''_{\text{с1}} - t_{\text{гр}}}{t''_{\text{в1}} - t'_{\text{в1}}}$		
	$d=2,5 \text{ м}$	$d=5 \text{ м}$	$d=7,5 \text{ м}$		$d=2,5 \text{ м}$	$d=5 \text{ м}$	$d=7,5 \text{ м}$
0,05	0,005	0,005	0,005	2,40	12,570	11,920	11,750
0,06	0,007	0,007	0,007	2,50	13,700	13,00	12,800
0,07	0,010	0,10	0,010	2,60	14,900	14,100	13,810
0,08	0,013	0,013	0,013	2,70	16,120	15,220	14,900
0,09	0,016	0,016	0,016	2,80	17,40	16,40	16,10
0,10	0,020	0,020	0,020	2,90	18,80	17,63	17,25
0,20	0,080	0,080	0,080	3,00	20,20	18,90	18,48
0,30	0,180	0,180	0,180	3,20	23,10	21,70	21,05
0,40	0,321	0,321	0,321	3,40	26,30	24,60	23,90
0,50	0,503	0,502	0,501	3,60	29,7	27,7	26,8
0,60	0,729	0,723	0,721	3,80	33,3	30,9	29,9
0,70	0,994	0,985	0,983	4,00	37,2	34,4	33,3
0,80	1,310	1,284	1,282	4,20	41,4	38,0	36,8
0,90	1,650	1,630	1,627	4,40	45,6	42,10	40,6
1,00	2,060	2,020	2,000	4,60	50,2	46,0	44,5
1,10	2,490	2,460	2,440	4,80	55,1	50,4	48,5
1,20	2,980	2,920	2,900	5,00	60,1	54,7	52,7
1,30	3,510	3,420	3,400	5,50	74,1	66,9	64,2
1,40	4,090	3,990	3,950	6,0	89,5	80,7	77,1
1,50	4,720	4,580	4,530	6,5	106,8	95,2	91,0
1,60	5,400	5,220	5,170	7,0	125,0	112,0	107,0
1,70	6,130	5,900	5,850	7,5	146,0	130,0	123,4
1,80	6,880	6,610	6,560	8,0	167,7	149,0	141,0
1,90	7,700	7,410	7,330	8,5	192,0	168,5	160,0
2,00	8,590	8,220	8,120	9,0	218,0	192,0	181,0
2,10	9,500	9,090	8,960	9,5	244,0	216,0	203,0
2,20	10,460	10,010	9,860	10,0	272,0	242,0	228,0
2,30	11,500	10,950	10,780	15,0	284,0	254,0	236,0

термическим сопротивлением из-за большого коэффициента температуропроводности ($a_1 = \lambda_1/c_1\gamma_1 = 54/0,12 \cdot 7220 = 54 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{ч}$) следует принимать коэффициент $\varphi_{\text{с.л.}} = 1$, а за расчетный диаметр тоннеля — его наружный диаметр. При $z_1 = z$, т. е. когда за заданную длительность процесса условная эквивалентная толщина прогретого слоя не выходит за пределы толщины обделки тоннеля, выполненного из неметаллических материалов, следует принимать коэффициент $\varphi_{\text{с.л.}} = 1$, а коэффициент температуропроводности a в формулах (53.V) и (54.V) — по теплофизическим свойствам обделки тоннеля (см. приложение 1). Значение $\varphi_{\text{с.л.}} = 1$ следует также принимать, когда обделка тоннеля выполнена из неметаллических материалов, но $a_1 \gg a$, т. е. $a/a_1 \leq 0,6$ и $e_p \gg b$, т. е. $b/e_p \leq 0,3$, где b — толщина ограждающих конструкций тоннеля.

Так как значение e_p выражено в трансцендентной форме, для упрощения расчетов в табл. 1.V дано ее значение в зависимости от $4az\varphi_{\text{с.л.}}$ или $4az\varphi_{\text{с.л.}} \cdot (t_{\text{с.1}}'' - t_{\text{г.р}})/(t_{\text{в.1}}'' - t_{\text{в.1}}')$ и от диаметра d тоннеля.

Примеры определения величины q приведены в § 8 данной главы.

§ 5. Определение коэффициента теплоотдачи

Коэффициент пропорциональности α , называемый коэффициентом теплоотдачи (тепловосприятости), характеризует условия сложного теплообмена, проходящего между жидкостью или газом и поверхностью твердого тела. Он измеряется тем количеством тепла, которое теряется или воспринимается единицей поверхности тела в единицу времени, когда в течение этого времени поддерживается разность температур 1°C . Этот теплообмен происходит конвекцией и частично теплопроводностью, а также лучеиспусканием. При этом количественной характеристикой теплообмена является суммарный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \alpha_{\text{л.}} + \alpha_{\text{к.}}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}. \quad (55.V)$$

где $\alpha_{\text{л.}}$, $\alpha_{\text{к.}}$ — коэффициенты теплоотдачи соответственно при теплообмене лучеиспусканием и конвекцией с теплопроводностью.

Коэффициент $\alpha_{\text{л.}}$ может быть определен по выведенной на основании равенства (2.V) формуле [56]

$$\alpha_{\text{л.}} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0}} \frac{\left[\frac{t_1 + 273}{100} \right]^4 - \left[\frac{t_2 + 273}{100} \right]^4}{t_1 - t_2}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}.$$

где t_1 и t_2 — температуры излучаемых поверхностей, $^\circ\text{C}$; C_1 и C_2 — коэффициент излучения поверхностей; C_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot (\text{K}/100)^4$.

Так как в тоннелях значение α_d мало по сравнению со значением α_k , то в практических расчетах можно принимать

$$\alpha = \alpha_k, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}. \quad (55a.V)$$

Теплообмену конвекцией и теплопроводностью при вынужденном движении жидкости (турбулентном потоке внутри трубы) посвящено много экспериментальных работ. Наиболее подробными и правильно поставленными исследованиями теплоотдачи при турбулентном режиме являются исследования Нуссельта, применившего при обработке опытных данных теорию подобия и получившего обобщенную, связывающую критерии подобия Nu (Нуссельта) и Re (Пекле) зависимость [13]

$$Nu = 0,0344 Re^{0,79} \left(\frac{l}{d_3} \right)^{-0,05}, \quad (56.V)$$

где d_3 — эквивалентный диаметр трубы; l — длина трубы.

После работ Нуссельта проведено большое количество исследований. На их основе получена зависимость (формулы Крауссольда) для гладких прямых труб, которая охватывает широкий диапазон изменения основных параметров и связывает критерии подобия Nu , Re (Рейнольдса) и Pr (Прандтля) [13]:

$$Nu = 0,032 Re^{0,8} Pr^m \left(\frac{1}{d_3} \right)^{-0,054}. \quad (57.V)$$

Формула (57.V) справедлива для турбулентного гидродинамически стабилизированного потока при $Re > 10\,000$; $Pr = 0,7 \div 2500$ и $m = 0,35$.

Принимая для шахтных стволов (без учета степени шероховатости их стенок) отношение l/d в пределах 30—200 и $(1/d_3)^{-0,054} = 0,83 \div 0,77$ (в среднем 0,8), после преобразования формулы (57.V) А. Ф. Воропаев [13] получил формулу для определения коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha = 3,3 \frac{v_0^{0,8}}{d_3^{0,2}}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}. \quad (58.V)$$

где v_0 — средняя скорость движения воздуха, м/с; d_3 — эквивалентный диаметр ствола, м.

В метростроении отношение l/d чаще встречается в пределах 50—400.

На основании проведенных в последнее время исследований установлено значительное влияние шероховатости на увеличение коэффициента теплоотдачи.

Институтом теплоэнергетики выведена обобщенная зависимость в критериальной форме для определения коэффициента теплоотдачи

от стен шахтных стволов в воздух при любых значениях l/d . Она более точно отражает происходящий сложный теплообмен с учетом степени шероховатости стен и имеет вид

$$Nu = 0.0195 \varepsilon_c Re^{0.8}. \quad (59.V)$$

Для практических расчетов из этой зависимости получена формула [66]

$$\alpha = 2 \frac{\varepsilon_c v_0^{0.8} \gamma_{во}^{0.8} P^{0.2}}{F^{0.2}}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}, \quad (60.V)$$

где ε_c — коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности; $\gamma_{во}$ — плотность воздуха, кг/м^3 ; P — периметр тоннеля, обтекаемого воздухом, м; F — площадь сечения тоннеля, м^2 .

Формула (60.V) рекомендуется для определения коэффициента теплоотдачи α в тоннелях метрополитена. Преобразовывая ее относительно d_3 , получим

$$\alpha = \frac{2.64 \varepsilon_c (\gamma_{во}, v_0)^{0.8}}{d_3^{0.2}}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}. \quad (61.V)$$

На основании проведенных Метрогипротрансом (с участием автора) испытаний в тоннелях метрополитена (результаты испытаний приведены в § 11 данной главы) для тоннелей с обделкой из ребристых чугунных и железобетонных тубингов диаметром 5,4—5,6 м при расстоянии между ребрами высотой 150—200 мм по длине тоннеля 500—700 м и наличии кабельных кронштейнов и кабелей коэффициент $\varepsilon_c = 3,4$, а для бетонных тоннелей при условно гладких внутренних поверхностях с кабельными кронштейнами и кабелями $\varepsilon_c = 2,2$ [66].

Формула (61.V) применима при средней скорости движения воздуха в тоннеле $v_0 \geq 1$ м/с. При $v_0 < 1$ м/с для ребристых тоннелей из чугунных и железобетонных тубингов коэффициент α следует принимать равным 7 ккал/м²·ч·°C, а для бетонных тоннелей с условно гладкими внутренними поверхностями $\alpha = 5$ ккал/м²·ч·°C.

Критерии подобия имеют следующий вид: Рейнольдса $Re = v_0 l / \nu_{к.в.}$; Нуссельта $Nu = \alpha l / \lambda$; Пекле $Pe = v_0 l / a$; Прандтля $Pr = \nu_{к.в.} / a$ (v_0 — средняя скорость движения среды, м/с; l — определяющий линейный размер — диаметр, ширина, толщина и т. п., м; $\nu_{к.в.}$ — коэффициент кинематической вязкости, м²/с; λ — коэффициент теплопроводности, ккал/м·ч·°C; α — коэффициент теплоотдачи, ккал/м²·ч·°C; a — коэффициент температуропроводности, м²/ч).

Пример определения коэффициента α приведен в § 8 данной главы.

§ 6. Определение расчетного диаметра тоннеля, когда его сечение отличается от окружности

Сопоставление характеристик охлаждения тел различной формы показывает, что скорость их охлаждения при прочих равных условиях должна быть тем меньше, чем меньше отношение объема тела к его поверхности [28]. Ниже перечислены тела различной формы в последовательности уменьшения скорости охлаждения, зависящей от формы тела: шар, цилиндр, имеющий длину, равную диаметру, куб, цилиндр бесконечной длины, квадрат бесконечной длины, бесконечная плоская стенка и др. Прямоугольная выработка большой длины имеет существенно разные скорости охлаждения и удельный тепловой поток в зависимости от высоты и ширины выработки, учитываемых в отношениях их объема к поверхности. При этом рассматриваются объем и поверхность, приходящиеся на единицу длины тела, т. е. объем — это произведение площади поперечного (живого) сечения F (м²) на единицу длины тела, а поверхность — это произведение периметра Π (м) на единицу длины тела. Отношение этих величин называется гидравлическим радиусом R_r :

$$R_r = \frac{F}{\Pi}, \text{ м.} \quad (62.V)$$

Эта зависимость является определяющей при решении гидродинамических задач.

При исследованиях теплоотдачи от жидкости или газа, движущихся не в цилиндрических каналах, а в каналах другого сечения, применяется понятие гидравлического эквивалентного диаметра d_3 [28]. Выразим гидравлический радиус через гидравлический эквивалентный диаметр d_3 , м (равновеликий по скорости охлаждения, удельному тепловому потоку и по потерям на трение при одинаковой скорости движения потока в канале круглого и иного сечения), т. е.

$$R_r = \frac{F}{\Pi} = \frac{\pi d_3^2}{4\pi d_3} = \frac{d_3}{4}, \text{ м,} \quad (62a.V)$$

откуда

$$d_3 = 4R_r, \text{ м.} \quad (62b.V)$$

Подставляя в формулу (62b.V) значение R_r из формулы (62a.V), получим расчетный диаметр тоннеля, имеющего сечение, отличающееся от круглого сечения:

$$d = d_3 = 4 \frac{F}{\Pi}, \text{ м.} \quad (62b.V)$$

Применяя для некруглого сечения диаметр $d = d_3$, в формулах (41.V) — (54.V) следует полученные значения q и K_2 привести к

действительному периметру рассчитываемого канала по следующим зависимостям:

$$q_{\text{кан}} = q \frac{\pi d_{\text{э}}}{\Pi_{\text{кан}}}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}, \quad (62\text{г.V})$$

$$K_{z \text{ кан}} = K_z \frac{\pi d_{\text{э}}}{\Pi_{\text{кан}}}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°С}. \quad (62\text{д.V})$$

Зависимости (62г.V) и (62д.V) в соответствии с физическим смыслом формулы (62в.V) обеспечивают одинаковое значение величины потока тепла на 1 м длины тоннеля при определении его как по $q_{\text{кан}}$ и $K_{z \text{ кан}}$, так и по q и K_z , т. е.

$q_{l \text{ кан}} = q_l$, так как

$$q_{l \text{ кан}} = q_{\text{кан}} \Pi_{\text{кан}} = q \pi d_{\text{э}} = q_l. \quad (62\text{е.V})$$

Из зависимостей (62г.V) и (62д.V) следует, что

$$q_{\text{кан}} < q \text{ и } K_{z \text{ кан}} < K_z.$$

Примеры определения $d = d_{\text{э}}$, $q_{\text{кан}}$ и $K_{z \text{ кан}}$ приведены в § 8 данной главы.

§ 7. Определение времени z и конечных расчетных температур воздуха $t''_{в1}$ при поступлении теплового потока в грунт

Расчетная продолжительность теплопередачи z в грунт и величина конечной расчетной температуры $t''_{в1}$ воздуха определяются условиями технологического процесса, происходящего в подземном сооружении, а также годовой и суточной амплитудой колебания (на поверхности и в сооружениях) взаимосвязанных параметров воздушной среды, что и кладется в основу определения искомых величин.

Несмотря на многообразии подземных сооружений, отличающихся между собой технологическим назначением и эксплуатационным режимом работы, они могут быть разделены по режиму теплообмена между воздушной средой сооружения и окружающим его грунтом на следующие три типа.

Первый тип — это сооружения, в которых не происходят значительные колебания внутренних температур воздуха. Для них задается время теплового потока в грунт z и конечная температура воздуха $t''_{в1}$ с целью определения искомой величины стационарного теплового потока по методике, изложенной в § 4 главы V. К этому типу сооружений относятся подземные гаражи, склады, магазины и т. п. Как правило, этот расчет необходим для определения мощности постоянного отопления и первоначального натопа сооружения к определенному времени сдачи его в эксплуатацию.

Второй тип — это сооружения с различными температурными режимами работы, в которых периодически могут возникать ситуации, требующие при заданном тепловом потоке определения возможного времени достижения какой-нибудь промежуточной температуры, являющейся для данного расчета конечной. К таким сооружениям могут относиться как отдельные производства, так и транспортные тоннели и метрополитены.

Третий тип — это сооружения, в которых происходят значительные суточные и годовые колебания температуры воздуха, связанные с амплитудой колебания температуры атмосферного воздуха, используемого для их вентиляции. Для них необходимо определять время z и конечную температуру $t''_{в1}$ воздуха с целью возможности определения постоянного удельного теплового потока q в грунт. К этому типу сооружений относятся тоннели метрополитена и транспортные тоннели.

Для второго типа сооружений необходимость определения времени z , в течение которого будет достигнута заданная конечная температура $t''_{в1}$ воздуха, при известной величине постоянного удельного теплового потока q , поступающего в грунт, может быть связана с условиями, когда начальная температура воздуха тоннельного сооружения будет равна температуре грунта $t'_{в1} = t_{гр}$ или выше ее $t'_{в1} > t_{гр}$. Для решения этой задачи преобразуем формулу (42.V) к виду

$$\ln \left(1 + \frac{2e_p}{d} \right) = \left(\frac{t''_{в1} - t_{гр}}{q} - \frac{1}{\alpha} \right) \frac{2\lambda}{d}. \quad (63.V)$$

Обозначаем правую и левую части этого равенства через B :

$$B = \frac{2\lambda}{d} \left(\frac{t''_{в1} - t_{гр}}{q} - \frac{1}{\alpha} \right); \quad (64.V)$$

$$B = \ln \left(1 + \frac{2e_p}{d} \right). \quad (65.V)$$

После потенцирования уравнения (65.V) получим

$$e_p = \frac{d}{2} (2,718^B - 1), \text{ м.} \quad (66.V)$$

Показатель степени B в формуле (66.V) определяется из равенства (64.V).

Для определения искомого времени z при $t_{в1} = t_{гр}$ и $t''_{в1} > t_{гр}$ преобразуем формулы (53.V) и (54.V) относительно z . Тогда получим:

$$z = \frac{e_p (d + e_p) \ln \left(1 + \frac{2e_p}{d} \right)}{4a\varphi_{сл}}, \text{ ч;} \quad (67.V)$$

$$z = \frac{e_p (d + e_p) \ln \left(1 + \frac{2e_p}{d} \right)}{4a\varphi_{сл} \frac{t''_{с1} - t_{гр}}{t''_{в1} - t'_{в1}}}, \text{ ч.} \quad (68.V)$$

Значение e_p для этих формул определяется по формуле (66.V). На основании равенств (53.V) и (54.V) числители в формулах (67.V) и (68.V) для упрощения расчетов можно определить по табл. 1.V при значениях e_p , подсчитанном по формуле (66.V). Пример определения z приведен в § 8 данной главы.

Для сооружений третьего типа в расчетах воздухообмена тоннельной вентиляции искомой величиной (помимо z и $t'_{в1}$) является также удельный тепловой поток q , в связи с чем отсутствует возможность использования формулы (68.V).

Известно, что удельный тепловой поток в грунт является функцией

$$q = f(\lambda; c; \gamma; d; v_0; t_{гр}; t'_{в1}; t''_{в1}; z).$$

Выше в формулах (41.V)—(54.V) дана математическая связь между составляющими этой функции и изложена методика их определения, за исключением методики определения величин z и $t''_{в1}$, которая приводится ниже. При этом в основу нижеизложенной методики расчета (как указано было в § 8 главы III) положено ежегодное охлаждение (за холодный период) окружающих тоннели грунтов (нагретых за теплый период года) до температуры, близкой к первоначальной (естественной). В теплый период года тепловой поток поступает из тоннеля в грунт, а в холодный происходит охлаждение грунта с изменением направления теплового потока. С целью гарантированного обеспечения охлаждения обделки тоннелей и грунтов, их окружающих, за холодный период года до первоначальной температуры границами между теплым и холодным периодами года следует принимать начало и конец установления среднемесячных температур воздуха (по данным многолетних наблюдений, желательно не менее чем за 10 лет), равных расчетной температуре воздуха станций метрополитена в холодный период года $t_{ст. х}$. Для различных городов они приведены в приложении 5. Длительность непрерывного стояния среднемесячных температур воздуха выше величины $t_{ст. х}$ определяет длительность теплого периода года, а ниже величины $t_{ст. х}$ — холодного периода. Обоснование этих параметров приведено в § 4 главы VI. Как правило, во всех климатических районах наблюдаются значительные суточные колебания температуры наружного воздуха, сопровождающиеся ее повышением днем и понижением ночью. До некоторой степени этому соответствует график суточных колебаний тепловыделений в тоннелях метрополитена в зависимости от графика движения поездов: максимум — в течение дня и минимум — ночью. Так как теплопроводность a воздуха значительно больше (примерно в 25 раз) теплопроводности ограждающих тоннели железобетонных конструкций и окружающих их грунтов, суточная амплитуда колебаний температуры воздуха наружного и в тоннеле (при вентиляции тоннелей наружным воздухом) значительно больше суточной амплитуды колебаний температуры ограждающих тоннели конст-

рукций и грунтов. Поэтому происходит отставание колебания температуры ограждающих конструкций тоннелей от колебания температуры наружного воздуха. И если в теплое время года днем температура воздуха в тоннелях бывает выше температуры их ограждающих конструкций, что создает условие теплотока в грунт, то ночью, как правило, выше бывает температура слоев ограждающих тоннели конструкций, и грунтов, находящихся в непосредственной близости к внутренней поверхности тоннелей, что кратковременно изменяет направление теплового потока в тоннеле и создает благоприятные условия для частичного охлаждения за ночь ограждающих конструкций, а в некоторых случаях даже и близких слоев грунта. Критерием при определении длительности теплового потока в тоннеле за сутки и его направления следует принимать среднесуточную температуру внутренней поверхности (стенки) тоннеля $t_{с. ср. сут}$ за теплый период года. С достаточной для практических расчетов точностью можно принять, что среднесуточная температура воздуха в тоннеле за теплый период года будет близка к среднесуточной температуре стенки за этот период, т. е.

$$t_{в. ср. сут} \approx t_{с. ср. сут}$$

При этом длительность стояния температуры воздуха в тоннеле за сутки выше величины $t_{с. ср. сут}$ будет характеризовать длительность теплоступления в грунт — нагревание грунта, а ниже величины $t_{с. ср. сут}$ — длительность охлаждения ограждающих конструкций. Так как $q = \text{const}$, то суммарное теплоступление из тоннеля в грунт и из грунта в воздух тоннеля за сутки теплого периода года выразится в виде:

$$\sum_{i=1}^n Q = \sum_{i=1}^n Q_{\text{нагр}} - \sum_{i=1}^n Q_x, \text{ ккал}; \quad (69.V)$$

$$\sum_{i=1}^n Q_{\text{нагр}} = F K_z \text{ нагр} \Delta t_{\text{нагр}z \text{ нагр}}, \text{ ккал}; \quad (70.V)$$

$$\sum_{i=1}^n Q_x = F K_z x \Delta t_{x^2 x}, \text{ ккал}; \quad (71.V)$$

$$\Delta t_{\text{нагр}} = t_{ср. сут. нагр} - t_{гр}, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (72.V)$$

$$\Delta t_x = t_{ср. сут} - t_{ср. сут x}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (73.V)$$

где $\sum_{i=1}^n Q_{\text{нагр}}$ — суммарное количество тепла, поступающего из тоннеля в грунт и нагревающего его за время стояния температуры воздуха тоннеля выше величины $t_{с. ср. сут}$ в течение одних средних суток теплого периода года, ккал; $\sum_{i=1}^n Q_x$ — суммарное количество тепла, поступающего из грунта в тоннель при частичном охлаждении ограждающих конструкций тоннеля и грунта за время стояния в течение одних средних суток теплого периода года температуры

воздуха тоннеля ниже величины $t_{c, \text{ ср. сут.}}$, ккал; F — поверхность тоннеля, участвующая в теплопередаче, м^2 ; $K_{z \text{ нагр}}$ и $K_{z \text{ х}}$ — коэффициенты теплопередачи при нестационарном тепловом потоке соответственно при нагревании и охлаждении грунта и ограждающих конструкций тоннеля, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$; $\Delta t_{\text{нагр}}$ и $\Delta t_{\text{х}}$ — температурные напоры соответственно при нагревании и охлаждении грунта и ограждающих конструкций тоннеля, $^\circ\text{C}$; $z_{\text{нагр}}$ и $z_{\text{х}}$ — время стояния в течение одних средних суток теплового периода года температуры воздуха соответственно выше величины $t_{c, \text{ ср. сут.}}$ (нагревание грунта и ниже величины $t_{c, \text{ ср. сут.}}$ (охлаждение грунта), $t_{c, \text{ ср. сут. нагр}}$ — средняя температура воздуха в тоннеле в течение одних средних суток теплового периода года стояния температуры воздуха в тоннеле выше $t_{c, \text{ ср. сут.}}$, обеспечивающая нагревание грунта, $^\circ\text{C}$; $t_{c, \text{ ср. сут. х}}$ — средняя температура воздуха в тоннеле в течение одних суток теплового периода года стояния температуры воздуха в тоннеле ниже величины $t_{c, \text{ ср. сут.}}$, обеспечивающая охлаждение грунта, $^\circ\text{C}$.

Суммарное теплоступление в грунт $\sum_{i=1}^n Q$, определяемое по формуле (69.V), можно также выразить через $K_{z \text{ нагр}}$ и $\Delta t_{\text{нагр}}$, если за длительность процесса принять условное расчетное время $z_{\text{сут. нагр}}$, характеризующее расчетную длительность теплоступления в грунт в течение одних суток теплового периода года, учитывающую также и снижение этой величины за счет длительности охлаждения грунта, когда температуры воздуха будут ниже среднесуточной температуры внутренней поверхности стенки тоннеля (как правило, за ночное время суток), т. е.

$$\sum_{i=1}^n Q = F K_{z \text{ нагр}} \Delta t_{\text{нагр}} z_{\text{сут. нагр}}, \text{ ккал.} \quad (74.V)$$

Приравнявая уравнения (74.V) и (69.V) и подставляя значения уравнений (70.V) и (71.V), получим

$$F K_{z \text{ нагр}} \Delta t_{\text{нагр}} z_{\text{сут. нагр}} = F (K_{z \text{ нагр}} \Delta t_{\text{нагр}} z_{\text{нагр}} - K_{z \text{ х}} \Delta t_{\text{х}} z_{\text{х}}). \quad (75.V)$$

Откуда

$$z_{\text{сут. нагр}} = z_{\text{нагр}} - z_{\text{х}} \frac{K_{z \text{ х}} \Delta t_{\text{х}}}{K_{z \text{ нагр}} \Delta t_{\text{нагр}}}, \text{ ч.} \quad (76.V)$$

Тогда искомое расчетное время теплопередачи в грунт за теплый период года примет вид

$$z = z_{\text{теп. пер}} z_{\text{сут. нагр}} = z_{\text{теп. пер}} \left(z_{\text{нагр}} - z_{\text{х}} \frac{K_{z \text{ х}} \Delta t_{\text{х}}}{K_{z \text{ нагр}} \Delta t_{\text{нагр}}} \right), \text{ ч.} \quad (77.V)$$

где $z_{\text{теп. пер}}$ — длительность теплового периода за год, сут.; $K_{z \text{ нагр}}$ и $K_{z \text{ х}}$ следует определять по формуле (44.V) и при этом за z принимать соответственно $z_{\text{нагр}}$ и $z_{\text{х}}$ в течение одних средних суток.

Из физического смысла формул (53.V) и (54.V) следует, что при постоянном тепловом потоке в грунт конечная расчетная температура воздуха в тоннеле достигается при прогреве грунта

на расчетную толщину e_p к концу заданного промежутка времени z .

В тоннелях метрополитена, вентилируемых наружным воздухом, за теплый период года происходят значительные колебания температуры воздуха, достигающей в течение одних суток самого высокого и самого низкого значений, которые ниже среднесуточных, и при этом наблюдается тенденция повышения температуры к середине теплого периода и некоторого ее снижения к концу периода. Поэтому за расчетную конечную температуру воздуха $t''_{в1}$, увязанную с расчетным или заданным периодом времени z , следует принимать среднюю из наиболее высоких температур воздуха за средние сутки теплого периода года, которые выше среднесуточной температуры стенки $t_{с. ср. сут}$ и ведут к нагреванию грунта, т. е.

$$t''_{в1} = t_{ср. сут. нагр.}$$

В соответствии с вышеприведенным определением длительность теплого периода года может быть выражена зависимостью

$$z_{теп. пер} = \sum_{l=1}^n M, \text{ сут}, \quad (78.V)$$

где $\sum_{l=1}^n M$ — число суток теплого периода года.

Тогда расчетное время охлаждения грунта за холодный период года примет вид

$$z_{х. пер} = 8760 - 24z_{теп. пер}, \text{ ч}. \quad (79.V)$$

Методика определения расчетной температуры воздуха в тоннеле в холодный период года с целью определения теплового потока из грунта при его охлаждении приведена в § 4 главы VI. Так как в течение одних суток колебание температуры в ограждающих конструкциях будет сравнительно небольшое и только у поверхности стенки, то для упрощения расчетов для этого случая e_p можно определять, исходя из условия, что $t''_{в1} = t_{гр}$, по формуле (53.V), принимая $\varphi_{сл} = 1$.

Наиболее простой метод определения величин z , $z_{х. пер}$ и $t''_{в1}$ графо-аналитический. Для ясности его понимания приводим решение для конкретных характерных районов, имеющих среднюю температуру самого холодного месяца $t = -9,4^\circ \text{C}$ (Москва) и $t = -0,9^\circ \text{C}$ (Ташкент).

На основании статистических данных 10-летних наблюдений (с 1948 по 1958 г.) за ходом изменения температуры воздуха в Москве, выполненных Бюро расчетов и справок Управления гидрометеослужбы центральных областей, и обработанных автором для определения $z_{теп. пер}$, составлена средняя по часам суток (за каждый месяц) наружная температура воздуха (табл. 2.V).

Таблица 2.V

Часы суток	Средняя температура воздуха $t_{в. ср}$ в Москве ($^{\circ}\text{C}$) по часам суток, приведенная к одним средним суткам для месяцев						
	апрель	май	июнь	июль	август	сентябрь	за май — сентябрь (кривая-1)
0—1	4,2	10,9	15,7	16,8	15,9	10,9	14,0
1—2	3,9	10,5	15,3	16,4	15,4	10,6	13,6
2—3	3,6	10,1	14,9	16,1	15,1	10,4	13,2
3—4	3,4	9,9	14,7	15,8	14,9	10,2	13,1
4—5	3,2	9,9	14,9	15,9	14,7	9,9	13,0
5—6	3,2	10,4	15,6	16,4	14,9	9,9	13,4
6—7	3,8	11,2	16,7	17,6	14,8	10,1	14,1
7—8	4,7	12,2	17,8	18,4	16,5	10,7	15,1
8—9	5,7	13,3	18,8	19,5	17,7	11,8	16,2
9—10	6,8	14,3	19,6	20,4	18,7	13,3	17,3
10—11	7,7	15,1	20,3	21,2	19,5	13,8	17,9
11—12	8,5	15,7	20,8	21,7	20,2	14,7	18,6
12—13	9,2	16,2	21,2	22,3	20,8	15,3	19,2
13—14	9,4	16,5	21,4	22,3	20,9	15,4	19,3
14—15	9,5	16,4	21,6	22,4	21,1	15,4	19,4
15—16	9,4	16,5	21,6	22,1	20,9	15,2	19,2
16—17	9,0	16,2	21,4	22,1	20,7	14,7	19,0
17—18	8,5	15,8	20,9	21,7	20,1	14,1	18,5
18—19	7,9	15,1	20,2	21,0	19,3	13,4	17,8
19—20	7,1	14,2	19,4	20,2	18,5	12,8	17,0
20—21	6,5	13,4	18,4	19,3	17,8	12,3	16,2
21—22	6,0	12,7	17,7	18,6	17,2	11,9	15,6
22—23	5,5	12,1	17,9	18,0	16,6	11,5	15,2
23—24	4,9	11,5	16,4	17,4	16,2	11,3	14,6
В среднем за сутки каждого месяца	6,3	12,7	18,2	19,3	17,7	11,6	

Примечание. В таблице приведены результаты наблюдений за период 1948—1958 гг.

Из табл. 2.V выбираются месяцы, среднесуточная температура которых выше расчетной температуры воздуха для станций метрополитена в холодный период года $t_{ст. х}$.

Для московских условий в холодный период года расчетная температура воздуха на станции, находящейся на глубине, где не сказывается амплитуда колебания наружных температур воздуха при естественной температуре грунта $t_{гр} = 9^{\circ}\text{C}$, в соответствии с приложением 5 составит

$$t_{ст. х} = t_{гр} + 3 = 9 + 3 = 12^{\circ}\text{C}.$$

Как видно из табл. 2.V для Москвы среднесуточную температуру воздуха около 12°C имеют 5 месяцев: май, июнь, июль,

август и сентябрь, а число суток теплого периода года, определенное по формуле (78.V), составит

$$z_{\text{теп. пер}} = 31 + 30 + 31 + 31 + 30 = 153 \text{ сут.}$$

По средним температурам каждого из пяти месяцев определяются сводные средние температуры по часам суток $t_{\text{в. ср}}$ и заносятся в последнюю графу табл. 2.V. По этим данным строится

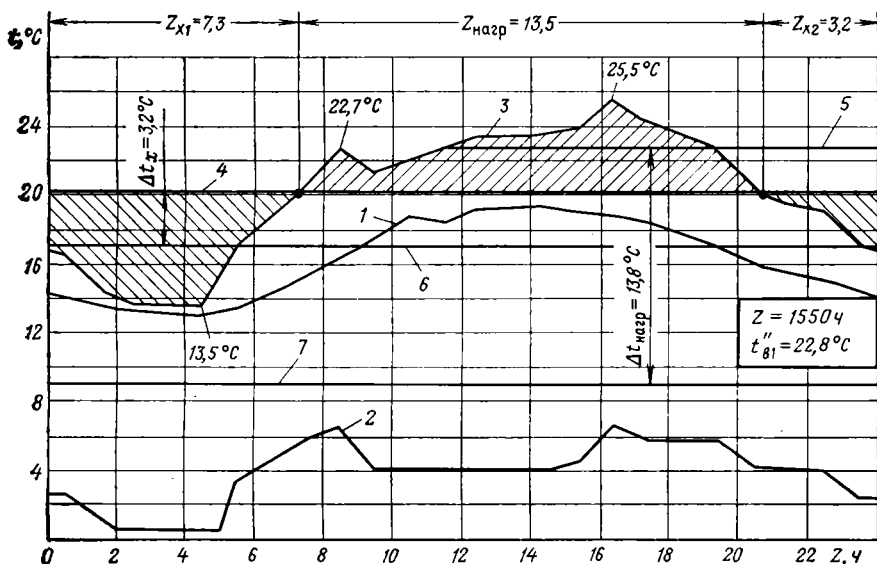


Рис. 11.V. График изменения температуры t воздуха и внутренней поверхности стенок тоннеля во времени z для условий московского метрополитена: 1 — амплитуда колебания средних температур наружного воздуха за май, июнь, июль, август и сентябрь (1948—1958 гг.) по часам суток в Москве; 2 — средний перепад температур воздуха на расчетном участке трассы, зависящий от графика движения поездов; 3 — среднечасовая температура воздуха в тоннеле (сумма ординат кривых 1 и 2); 4 — среднесуточная температура внутренней поверхности стенки тоннеля $t_{\text{с. ср. сут}} = 20,2^\circ \text{C}$; 5 — средняя температура за период теплотокота в грунт (искомая расчетная температура воздуха $t''_{81} = 22,8^\circ \text{C}$; 6 — средняя температура за период охлаждения обделки в теплый период года $t_{\text{ср. сут. х}} = 17^\circ \text{C}$; 7 — естественная температура грунта $t_{\text{гр}} = 9^\circ \text{C}$

график в осях координат $t - z$ (рис. 11.V). Для случаев, когда предусматривается охлаждение приточного воздуха, в таблице и на графике отражаются температуры воздуха не выше, чем его температура после охлаждения.

В соответствии с лучом процесса ассимиляции тепла и влаги, построенным на диаграмме $I - d$, для теплого периода года данной линии метрополитена определяются расчетные начальные и конечные температуры воздуха в тоннеле $\Delta t_{\text{в}} = t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}}$, отвечающие средним расчетным тепловыделениям на трассе (по принимаемой для расчета средней частоте движения поездов за

время работы метрополитена в сутки, равное для московского метрополитена 21 ч).

Средняя по длине расчетного участка трассы температура воздуха в тоннеле будет равна $\frac{t_{\text{кон}} + t_{\text{нач}}}{2}$, в связи с чем средняя расчетная разница температур вытяжного и приточного воздуха (при среднем расчетном тепловыделении) этого участка выразится в виде

$$\frac{\Delta t_{\text{в. ср}}}{2} = \frac{t_{\text{кон}} + t_{\text{нач}}}{2} - t_{\text{нач}} = \frac{t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}}}{2}.$$

В течение теплого периода года вентиляционный воздухообмен в тоннелях метрополитена сохраняется постоянным ($L = \text{const}$), поэтому с достаточной для практических расчетов точностью можно допустить, что полный $\Delta t_{\text{в}}$ и средний $\Delta t_{\text{в}}/2$ перепады температур в них будут изменяться пропорционально изменениям суммарных тепловыделений $\sum Q_{\text{ср } z}$ в течение суток, несмотря на то что угловой коэффициент луча процесса ϵ будет также изменяться вследствие изменения соотношения между тепло- и влаговыведениями в тоннелях. В свою очередь, суммарные тепловыделения в тоннелях $\sum Q_{\text{ср } z}$ будут также изменяться в зависимости от изменения в течение суток частоты движения поездов $n_{\text{п}}$. Причем тепловыделения $Q_{\text{ср } 1}$ от движения поездов и тепловыделения $Q_{\text{ср } 2}$ от людей, находящихся в тоннелях, будут изменяться пропорционально частоте движения поездов, а остальные тепловыделения (от энергетических установок и освещения Q_3) будут практически оставаться постоянными.

Таким образом, средний перепад температур на расчетном участке трассы для каждого часа суток выразится в виде

$$\frac{\Delta t_{\text{в } z}}{2} = \frac{\Delta t_{\text{в. ср}}}{2} \left(\frac{n_{\text{п } z}}{n_{\text{п. ср. } z}} \cdot \frac{Q_{\text{ср } 1} + Q_{\text{ср } 2}}{\sum_{i=1}^n Q_{\text{ср } z}} + \frac{Q_3}{\sum_{i=1}^n Q_{\text{ср } z}} \right), \quad ^\circ\text{C}, \quad (80.V)$$

где $n_{\text{п } z}$ — частота движения поездов для каждого часа суток, пар/ч; $n_{\text{п. ср. } z}$ — средняя частота движения поездов за время работы метрополитена в сутки, пар/ч.

Зная график движения поездов и среднюю разницу температур вытяжного и приточного воздуха $(t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}})/2$, соответствующую суммарной средней величине тепловыделений на расчетном

участке трассы за время работы метрополитена $\sum_{i=1}^n Q_{\text{ср } z}$, а также соответствующие ей тепловыделения $Q_{\text{ср } 1}$, $Q_{\text{ср } 2}$ и $Q_{\text{ср } 3}$, можно определить расчетную величину среднего перепада температур по часам суток.

В табл. 3.V даны значения $\Delta t_{\text{в } z}/2$ и $\Delta t_{\text{в } z}/2 + t_{\text{в. ср}}$ по часам суток для одной из линий Московского метрополитена при частоте движения поездов в часы пик, равной 42 парам поездов в час, $\Delta t_{\text{в. ср}}/2 = 30,4 - 21,4/2 = 4,5^\circ\text{C}$, естественной температуре

Таблица 3.V

Часы суток	Частота движения поездов $n_{пз}$		$\frac{n_{пз}}{n_{п\text{ ср } z}}$	$\frac{\Delta t_{вz}}{2}$, °С, по формуле (79. V) (кривая—2)	Средняя температура наружного воздуха за пять месяцев (по данным табл. 2.V) по часам суток $t_{в, \text{ ср}}$, °С (кривая—1)	Средняя температура воздуха на расчетном участке трассы по часам суток $\frac{\Delta t_{вz}}{2} + t_{в, \text{ ср}}$, °С, (кривая—3)
	относительная	абсолютная				
0—1	0,35	15	0,52	2,6	14,0	16,6
1—2	0,10	4	0,15	1,1	13,6	14,7
2—3	0	0	0	0,5	13,2	13,7
3—4	0	0	0	0,5	13,1	13,6
4—5	0	0	0	0,5	13,0	13,5
5—6	0,50	21	0,75	3,5	13,4	16,9
6—7	0,70	29	1,05	4,7	14,1	18,8
7—8	0,80	35	1,20	5,3	15,1	20,4
8—9	1,00	42	1,50	6,5	16,2	22,7
9—10	0,60	25	0,90	4,1	17,3	21,4
10—11	0,60	25	0,90	4,1	17,9	22,0
11—12	0,60	25	0,90	4,1	18,6	22,7
12—13	0,60	25	0,90	4,1	19,2	23,3
13—14	0,60	25	0,90	4,1	19,3	23,4
14—15	0,60	25	0,90	4,1	19,4	23,5
15—16	0,70	29	1,05	4,7	19,2	23,9
16—17	1,00	42	1,50	6,5	19,0	25,5
17—18	0,90	38	1,35	5,9	18,5	24,3
18—19	0,90	38	1,35	5,9	17,8	23,7
19—20	0,90	38	1,35	5,9	17,0	22,9
20—21	0,65	28	0,97	4,3	16,2	20,5
21—22	0,60	25	0,90	4,1	15,6	19,7
22—23	0,60	25	0,90	4,1	15,2	19,3
23—24	0,35	15	0,52	2,6	14,6	17,2
В среднем за сутки	0,67	28,1	—	—	—	20,2

грунта $t_{гр} = 9^\circ \text{C}$ и $\frac{Q_{ср 1} + Q_{ср 2}}{\sum_{i=1}^n Q_{ср z}} = \frac{64 + 25}{100} = 0,89$, $\frac{Q_3}{\sum_{i=1}^n Q_{ср z}} = \frac{6 + 5}{100} = 0,11$.

По результатам расчетов строятся кривые 2 для $\frac{\Delta t_{вz}}{2}$ и 3 для $\frac{\Delta t_{вz}}{2} + t_{в, \text{ ср}}$ (см. рис. 11.V).

Как видно из рис. 11.V кривые 2 и 3 несколько сдвинуты по оси z относительно кривой 1 и несколько выше вследствие влияния на амплитуду колебания температуры воздуха тоннелей большой тепловой инерции их ограждающих конструкций и грунтов. Однако проведенные испытания показали, что в связи с наличием в тоннелях метрополитена двух пик с максимальными

тепловыделениями, разделенных промежутком времени 8—9 ч, несоответствие фактических кривых расчетным мало влияет на результаты расчетов и поэтому может не учитываться.

Суммируя данные последней графы табл. 3.V и деля на число этих данных (часы суток), определяем прямую среднесуточной температуры воздуха в тоннеле. Имея в виду колебание температуры воздуха в тоннеле относительно этой среднесуточной прямой, можно считать, что среднесуточная температура внутренней поверхности стенки тоннеля будет близка к среднесуточной температуре воздуха в тоннеле, т. е.

$$t_{с. ср. сут} = t_{в. ср. сут} = \frac{\sum_{z=0}^{z=24} \left(\frac{\Delta t_{в. з}}{2} + t_{в. ср} \right)}{24}, \quad ^\circ\text{C}. \quad (81.V)$$

Для данных табл. 3.V $t_{с. ср. сут} \approx 20,2^\circ\text{C}$. Точки пересечения прямой $t_{с. ср. сут}$ с кривой 3 (см. рис. 11.V) будут характеризовать: на участке, где кривая 3 выше прямой 4, время теплопотока из воздуха тоннелей в их ограждающие конструкции и грунт $z_{нагр} = 13,5$ ч;

на участке, где кривая 3 ниже прямой 4, время теплопотока из ограждающих конструкций тоннелей и грунта в воздух тоннелей, т. е. охлаждение их

$$z_x = z_{x1} + z_{x2} = 7,3 + 3,2 = 10,5 \text{ ч.}$$

Суммируя отдельно ординаты на участках нагрева и охлаждения и деля каждую сумму ординат на их число, получим искомую прямую на участке нагрева $t_{ср. сут. нагр}$ (прямая 5) и среднесуточную прямую на участке охлаждения $t_{ср. сут. х}$ (прямая 6), которые составляют соответственно $t_{ср. сут. нагр} = 22,8^\circ\text{C}$ и $t_{ср. сут. х} = 17^\circ\text{C}$.

По формуле (72.V)

$$\Delta t_{нагр} = 22,8 - 9 = 13,8^\circ\text{C}.$$

По формуле (73.V)

$$\Delta t_x = 20,2 - 17,0 = 3,2^\circ\text{C}.$$

Для тоннелей из чугунных тубингов наружным диаметром $d_n = 5,5$ м и грунтов с теплофизическими характеристиками $\lambda = 1,0$ ккал/м·ч· $^\circ\text{C}$, $C = 0,3$ ккал/кг, $\gamma = 2470$ кг/м³ и, имея в виду, что $\varphi_{сл} = 1$, определим по формуле (53.V) и приложению 4 при $z_{нагр} = 13,5$ ч и $z_x = 10,5$ ч значения $e_{р. нагр} = 0,25$ м и $e_{р. х} = 0,17$ м.

При средней скорости движения воздуха в тоннеле $v_0 = 2,8$ м/с и его эквивалентном внутреннем диаметре $d_3 = 4,84$ м

(соответствующем наружному диаметру $d_n = 5,5$ м) по формуле (61.V) найдем

$$\alpha = \frac{2,64 \cdot 3,4 (1,2 \cdot 2,8)^{0,8}}{4,84^{0,2}} = 17,3 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C},$$

По формуле (44.V)

$$K_{z \text{ нагр}} = \frac{1}{\frac{1}{17,3} + \frac{5,5}{2 \cdot 1,0} \ln \left(1 + \frac{2 \cdot 0,25}{5,5} \right)} = 3,4 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C};$$

$$K_{z \text{ х}} = \frac{1}{\frac{1}{17,3} + \frac{5,5}{2 \cdot 1,0} \ln \left(1 + \frac{2 \cdot 0,17}{5,5} \right)} = 4,7 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}.$$

Искомую расчетную длительность теплопередачи в грунт при $z_{\text{теп. пер}} = 153$ сут определим по формуле (77.V)

$$z = 153 \left(13,5 - 10,5 \frac{4,7 \cdot 3,2}{3,4 \cdot 13,8} \right) = 1550 \text{ ч.}$$

Расчетную длительность охлаждения грунта за холодный период года определим по формуле (79.V)

$$z_{\text{х. пер}} = 8760 - 24 \cdot 153 = 5090 \text{ ч.}$$

Конечная расчетная температура воздуха в тоннеле составит

$$t_{\text{в}1}^* = t_{\text{ср. сут. нагр}} = 22,8^\circ\text{C}.$$

Используя изложенную методику, определим значение z ; $z_{\text{х. пер}}$; $t_{\text{в}1}^*$ для метрополитена в Ташкенте. Ход изменения наружных средних по часам суток температур воздуха (за каждый месяц) теплого периода года для Ташкента приведен в табл. 4.V. В Ташкентском метрополитене предусмотрено охлаждение наружного воздуха, подаваемого в тоннели для вентиляции. Охлаждение включается при наружной температуре воздуха выше 26°C . Поэтому в табл. 4.V в скобках рядом с температурой наружного воздуха показана температура его после охлаждения, которая и учитывается в дальнейших расчетах. Для теплого периода года расчетная температура грунтов по периметру тоннелей мелкого заложения для ташкентского метрополитена составляет $t_{\text{гр}} = 15,1^\circ\text{C}$. Тогда в соответствии с приложением 5 расчетная температура воздуха на станциях в холодный период года должна быть

$$t_{\text{ср. х}} \leq t_{\text{гр}} - 1 = 15,1 - 1 = 14,1^\circ\text{C}.$$

Продолжительность теплого периода года для Ташкентского метрополитена равна 6 месяцам (апрель, май, июнь, июль, август, сентябрь) со среднемесячной температурой $t_{\text{ср. х}} > 14,1^\circ\text{C}$, а количество суток теплого периода года, определенное по формуле (78.V), составит

$$z_{\text{теп. пер}} = 30 + 31 + 30 + 31 + 31 + 30 = 183 \text{ сут.}$$

Таблица 4.V

Часы суток	Средняя температура воздуха $t_{в. ср}$ в Ташкенте, °С по часам суток, приведенная к одним средним суткам для месяцев								
	март	апрель	май	июнь	июль	август	сентябрь	октябрь	апрель — октябрь $t_{в. ср}$ (средн. вай — t)
0—1	5,1	10,7	15,1	18,9	21,1	19,0	13,7	8,7	16,4
1—2	4,7	10,3	14,5	18,3	20,3	18,6	13,3	8,4	15,9
2—3	4,7	10,3	14,5	18,3	20,3	18,3	13,3	8,4	15,8
3—4	4,5	10,2	14,4	18,2	20,1	18,1	13,2	8,2	15,7
4—5	4,4	10,0	14,3	18,1	19,2	17,9	12,9	7,9	15,4
5—6	4,2	10,2	15,5	19,9	21,1	18,3	12,7	7,7	16,3
6—7	4,6	11,8	18,1	22,9	24,2	21,3	14,8	8,2	18,9
7—8	6,0	13,8	20,2	25,1	26,7	24,4	18,6	10,9	21,5 (21,3)
8—9	7,5	15,3	21,7	26,8	28,6	26,6	21,5	13,9	23,4 (23,0)
9—10	8,9	16,5	23,0	28,0	30,1	28,3	23,4	15,9	25,1 (23,5)
10—11	9,9	17,5	24,0	29	31,3	29,6	24,7	17,4	26,0 (24,0)
11—12	10,7	18,2	24,7	29,8	32,3	30,6	25,7	18,3	26,9 (24,4)
12—13	11,4	18,8	25,2	30,6	33,2	31,5	26,6	19,0	27,7 (24,7)
13—14	11,1	19,1	25,5	30,3	33,7	32,7	27	19,2	28,1 (24,8)
14—15	11,7	19,2	25,7	31,1	34,1	32,6	27,2	19,3	28,3 (24,8)
15—16	11,4	19,0	25,4	30,9	34,0	32,6	27,3	18,8	28,2 (24,7)
16—17	10,3	18,4	24,9	30,4	33,4	32,0	26,4	16,9	27,5 (24,5)
17—18	9,7	17,2	23,8	29,3	32,0	28,8	22,9	14,4	24,8 (23,7)
18—19	8,4	15,5	21,8	26,9	29,1	26,3	20,1	12,8	23,3 (22,6)
19—20	7,5	14,3	20,1	24,7	26,8	24,4	18,5	11,3	21,5 (21,3)
20—21	6,8	13,2	18,6	23,2	25,4	22,9	16,9	10,1	20,0
21—22	6,3	12,3	17,4	21,8	24,0	21,3	15,7	9,4	18,8
22—23	5,8	11,6	16,4	20,6	22,8	20,4	14,8	8,9	17,8
23—24	5,5	11,1	15,7	19,7	21,9	19,6	14,0	8,6	17,0
В среднем за сутки каждого месяца	7,5	14,4	19,6	24,7 (23,2)	25,7 (24,1)	24,8 (22,9)	19,4 (19,2)	12,7	21,3 (20,6)
Теплый период года									

Примечание. В таблице приведены результаты наблюдений за 10-летний период.

По средним температурам каждого из 6 месяцев определяются сводные средние температуры по часам суток $t_{в. ср}$ (но не больше 26°C) и заносятся в последнюю графу табл. 4.V. Далее (аналогично табл. 3.V) в табл. 5.V заносятся по часам суток абсолютная и относительная частота движения поездов, $\Delta t_{в. z}/2$, $t_{в. ср}$ из табл. 4V

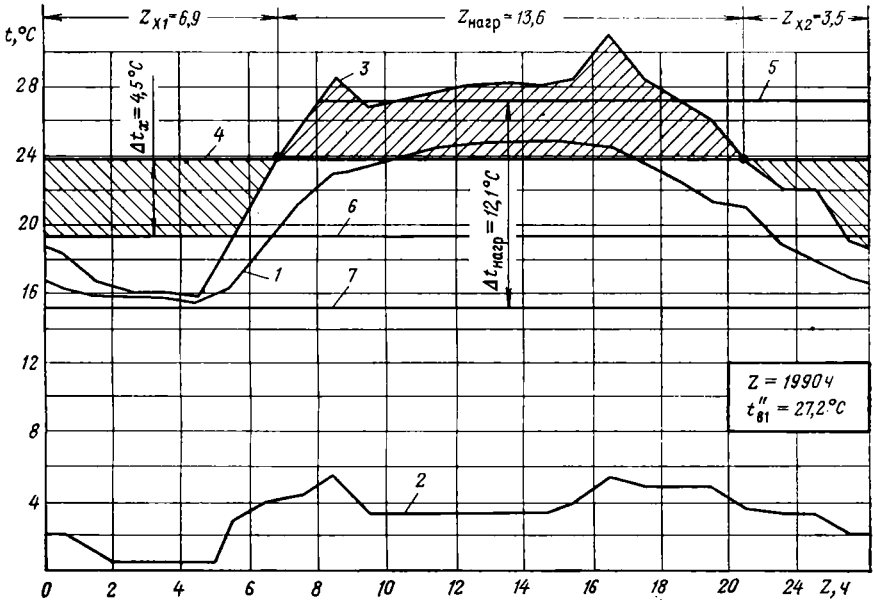


Рис. 12.V. График изменения температуры t воздуха и внутренней поверхности стенок тоннеля во времени z для условий ташкентского метрополитена: 1 — амплитуда колебания средних температур наружного воздуха за апрель, май, июнь, июль, август и сентябрь по часам суток в Ташкенте; 2—7 — наименования аналогичны рис. 11.V (4 — $t_{с. ср. сут} = 23,8^\circ\text{C}$; 5 — $t''_{в1} = 27,2^\circ\text{C}$; 6 — $t_{ср. сут. х} = 19,3^\circ\text{C}$; 7 — $t_{гр} = 15,1^\circ\text{C}$)

и $\Delta t_{в. z}/2 + t_{в. ср}$. График движения поездов принят в соответствии с графиком движения поездов для Московского метрополитена (см. табл. 3.V), а максимальная частота движения в часы пик принята 40 пар поездов в час.

На основании табл. 8.IV и исходя из принятой максимальной частоты движения поездов, а также принятых $t_{кон} = 33,3^\circ\text{C}$ и $t_{нач} = 26^\circ\text{C}$, в расчетах учитываются тепловыделения:

$$\frac{Q_{ср 1} + Q_{ср 2}}{\sum_{i=1}^n Q_{ср z}} = \frac{70 + 22}{100} = 0,92;$$

$$\frac{Q_3}{\sum_{i=1}^n Q_{ср z}} = \frac{4 + 4}{100} = 0,08, \quad \frac{\Delta t_{в. ср}}{2} = \frac{33,3 - 26,0}{2} = 3,65^\circ\text{C}.$$

Таблица 5.V

Часы суток	Частота движений $n_{пз}$		$\frac{n_{пз}}{n_{п. ср з}}$	$\frac{\Delta t_{вз}}{2}, ^\circ\text{C}$ [по формуле (79.V)]	Средняя температура наружного воздуха с учетом охлаждения (по данным табл. 4.V) по часам суток $t_{в. ср}, ^\circ\text{C}$	Средняя температура воздуха на расчетном участке трассы по часам суток $\frac{\Delta t_{вз}}{2} + t_{в. ср}, ^\circ\text{C}$
	относительная	абсолютная				
0—1	0,35	14	0,52	2,0	16,4	18,4
1—2	0,1	4	0,15	0,8	15,9	16,7
2—3	0	0	0	0,3	15,8	16,1
3—4	0	0	0	0,3	15,7	16,0
4—5	0	0	0	0,3	15,4	15,7
5—6	0,5	20	0,75	2,8	16,3	19,1
6—7	0,7	28	1,05	3,9	18,9	22,8
7—8	0,80	33	1,20	4,3	21,3	25,6
8—9	1,00	40	1,50	5,4	23,0	28,4
9—10	0,60	24	0,90	3,3	23,5	26,8
10—11	0,60	24	0,90	3,3	24,0	27,3
11—12	0,60	24	0,90	3,3	24,4	27,7
12—13	0,60	24	0,90	3,3	24,7	28,0
13—14	0,60	24	0,90	3,3	24,8	28,1
14—15	0,60	24	0,90	3,3	24,8	28,1
15—16	0,70	28	1,05	3,9	24,7	28,6
16—17	1,00	40	1,50	5,4	24,5	29,9
17—18	0,90	36	1,35	4,8	23,7	28,5
18—19	0,90	36	1,35	4,8	22,6	27,4
19—20	0,90	36	1,35	4,8	21,3	26,1
20—21	0,65	26	0,97	3,6	20,0	23,6
21—22	0,60	24	0,90	3,3	18,8	22,1
22—23	0,60	24	0,90	3,3	17,8	21,1
23—24	0,35	14	0,52	2,0	17,0	19,0
В среднем за сутки	0,67	27	—	—	—	23,8

По данным табл. 5.V строится график (рис. 12.V) аналогично рисунку 11.V, и по графику определяем:

$$z_x = z_{x1} + z_{x2} = 6,9 + 3,5 = 10,4 \text{ ч};$$

$$z_{нагр} = 24 - 10,4 = 13,6 \text{ ч};$$

$$t_{ср. сур.} = 23,8^\circ\text{C};$$

$$t_{ср. сур. x} = 19,3^\circ\text{C};$$

$$t_{в1}^* = t_{ср. сур. нагр} = 27,2^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{нагр} = t_{в1}^* - t_{гр} = 27,2 - 15,1 = 12,1^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_x = t_{ср. сур.} - t_{ср. сур. x} = 23,8 - 19,3 = 4,5^\circ\text{C}.$$

Для тоннелей из железобетонных блоков наружным диаметром $d_n = 5,5$ м и грунтов с теплофизическими свойствами $\lambda = 1,169$ ккал/м·ч·°С, $c = 0,311$ ккал/кг, $\gamma = 1770$ кгс/м³ при средней скорости движения воздуха в тоннеле $v_0 = 2,1$ м/с, коэффициенте теплоотдачи $\alpha = 8,92$ ккал/м²·ч·°С, $K_{z \text{ нагр}} = 0,58$, $K_{zx} = 0,40$, $\varphi_{сл} = 1$ по формуле (77.V) определяем

$$z = 183 \left(13,6 - 10,4 \frac{0,40 \cdot 4,5}{0,58 \cdot 12,1} \right) = 1990 \text{ ч.}$$

Расчетная длительность охлаждения грунтов за холодный период года, определенная по формуле (79.V), составит

$$z_{x, \text{ пер}} = 8760 - 24 \cdot 183 = 4360 \text{ ч.}$$

Результаты расчетов для Московского и Ташкентского метрополитенов приведены в табл. 6.V.

Таблица 6.V

Метрополитен	z , ч	$z_{x \text{ пер}}$, ч	$t_{в1}''$, °С	$t_{гр}$, °С	$\Delta t_{\text{нагр}}$, °С	$t_{ст.с.х}$
Московский	1550	5090	22,8	9	13,8	12,0
Ташкентский	1990	4360	27,2	15,1	12,1	14,1

Как видно из табл. 6.V, длительность теплового потока в грунт в теплое время года для Московского метрополитена примерно на 30% меньше, чем для Ташкентского.

§ 8. Взаимное влияние на теплопередачу в грунт двух рядом параллельно расположенных тоннелей и примеры расчетов по материалам § 4—8 данной главы

При близком расположении двух параллельных тоннелей важно оценить их взаимное влияние на тепловое поле каждого тоннеля, а следовательно, изменение теплового потока в грунт по сравнению с условиями, при которых отсутствует такое влияние. По этому вопросу предложен ряд методов, позволяющих с различной степенью точности оценивать это влияние. К их числу относится метод канд. техн. наук Б. Ф. Шкурко, обеспечивающий высокую степень точности, а также весьма простой в изложении и достаточно точный для практического применения метод чехословацкого инженера О. Свободы, который приводится ниже.

Постоянный тепловой поток в грунт $Q_{г.п}$ через два параллельно расположенных тоннеля с учетом их взаимного влияния на суммарную величину этого теплового потока выражается в виде

$$Q_{г.п} = \chi Q_{гр}, \text{ ккал/ч}, \quad (82.V)$$

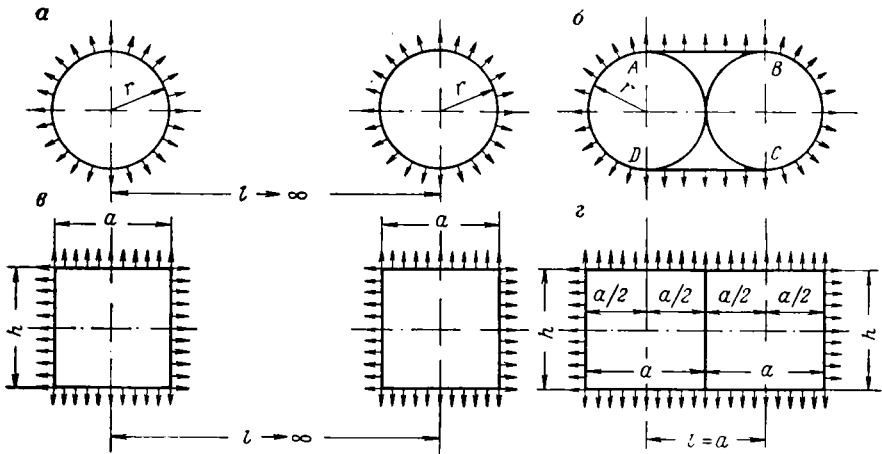


Рис. 13.V. Схемы расположения параллельных тоннелей круглого сечения при $l \rightarrow \infty$ (а); круглого сечения при $l = 2r$ (б); прямоугольного сечения при $l \rightarrow \infty$ (с); прямоугольного сечения при $l = a$ (д)

где χ — коэффициент, учитывающий влияние на величину постоянного теплового потока в грунт двух параллельных рядом расположенных тоннелей; $Q_{гр}$ — постоянный тепловой поток в грунт, определяемый по формуле (45.V), через расчетную поверхность теплопередачи двух рядом расположенных тоннелей без учета их взаимного влияния, ккал/ч.

Взаимное влияние двух рядом расположенных параллельных тоннелей будет направлено на снижение суммарного теплового потока. Поэтому при отсутствии такого влияния коэффициент $\chi = 1$, а при наличии его $\chi < 1$. Крайние случаи параллельного расположения тоннелей показаны на рис. 13. V.

Допускаем, что время непрерывного действия процесса теплопередачи с постоянным тепловым потоком в грунт приближается к бесконечности, т. е.

$$z \rightarrow \infty.$$

При этих условиях предполагаем, что

$$\chi = 1 - \frac{m}{l}. \quad (83.V)$$

Из равенства (83.V) видно, что при расстоянии между осями тоннелей $l \rightarrow \infty$ искомый коэффициент $\chi = 1$.

Постоянная m для тоннелей круглого сечения может быть определена на основе приблизительной оценки тепловых потерь для случая, изображенного на рис. 13, б, когда $l = 2r$ (r — радиус тоннеля).

Можно предположить (при $z \rightarrow \infty$), что отношение величин тепловых потоков в грунт двух расположенных между собой тоннелей (см. рис. 13, а.V и 13, б.V) будет равно отношению их периметров, т. е.

$$\frac{Q_{\text{гр. п}}}{Q_{\text{гр}}} \approx \frac{2\pi r + 4r}{4\pi r} = \frac{\pi + 2}{2\pi},$$

где π — отношение длины окружности к диаметру ($\pi = 3,14$).

Если предположить при заданных условиях, что фактический периметр фигуры на рис. 13, б.V с точки зрения тепловых потерь определен периметром $ABCD$ при $l = 2r$, то

$$\chi = \frac{\pi + 2}{2\pi} = 1 - \frac{m}{2r}.$$

Тогда для тоннелей круглого сечения:

$$m = r \frac{\pi - 2}{\pi}; \quad (84.V)$$

$$\chi = 1 - \frac{r(\pi - 2)}{l\pi}. \quad (85.V)$$

Для двух параллельных перегонных тоннелей метрополитена с наружным радиусом $r = 2,75$ м при закрытом способе производства работ обычно $l \geq 16$ м.

Тогда при $z \rightarrow \infty$ найдем

$$\chi = 1 - \frac{2,75(3,14 - 2)}{16 \cdot 3,14} = 0,937.$$

Весьма малое значение коэффициента χ показывает, что для перегонных тоннелей метрополитена круглого сечения, применяемых при закрытом способе производства работ, взаимное их влияние на изменение теплового потока в грунт незначительно при заданных выше условиях, а при самом близком расположении тоннелей (см. рис. 13, б.V), т. е. при $l = 2r$ найдем, что

$$\chi = 1 - \frac{2,75(3,14 - 2)}{2 \cdot 2,75 \cdot 3,14} = 0,827.$$

При закрытом способе производства работ, показанное на рис. 13, б.V расположение тоннелей не применяется.

Наиболее близко располагаются тоннели между собой при открытом способе производства работ (рис. 13, а.V). Такие тоннели имеют прямоугольное сечение.

Используя изложенную методику, определим значение коэффициента χ для тоннелей прямоугольного сечения. Из равенства

(83.V) при $l \rightarrow \infty$ найдем, что $\chi = 1$. Постоянная m определяется из отношения тепловых потоков в тоннелях прямоугольного сечения (тоннели расположены так, как показано на рис. 13, в.V и 13, г.V), выраженного через отношения их периметров:

$$\frac{Q_{\text{гр. п}}}{Q_{\text{гр}}} = \frac{2h+4a}{2(2h+a)},$$

где a — ширина тоннеля, м; h — высота тоннеля, м. При $l = a$ имеем

$$\chi = 1 - \frac{m}{a} = \frac{h+2a}{2h+2a}.$$

Откуда

$$m = \frac{ha}{2(h+a)}. \quad (86.V)$$

С учетом равенства (86.V) коэффициент χ для тоннелей прямоугольного сечения примет вид

$$\chi = 1 - \frac{ha}{2l(h+a)}. \quad (87.V)$$

В реальных условиях обделка тоннелей метрополитена и их окружающие грунты в холодное время года охлаждаются. Каждый календарный год продолжительность теплопередачи в грунт для различных метеорологических и гидрогеологических условий $z = 1500 \div 3000$ ч, что соответствует расчетной толщине прогреваемого слоя грунта $e_p = 1,5 \div 4,5$ м. Поэтому при $l = 16$ м целик грунта, никогда не затрагиваемый прогревом, составит

$$16 - (2,75 \cdot 2 + 2 \cdot 4,5) = 1,5 \text{ м.}$$

Таким образом, как правило, в расчетах по теплопередаче в грунт тоннелей метрополитена взаимное влияние двух параллельно расположенных тоннелей при $l \geq 16$ м не учитывается. Учитывать коэффициент χ следует только в отдельных случаях, когда $e_p > l/2$ и $\chi < 0,9$.

Пример 1. Тоннели метрополитена (наружный диаметр $d_n = 5,5$ м, внутренний диаметр $d_{\text{вн}} = 5,1$ м), имеющие обделку из чугунных ребристых тубингов, расположены в трещиноватых известняках на глубине более 15 м, при которой колебания наружных температур не сказываются на температуре грунта. В лотке на расстоянии 1,9 м от оси тоннеля устроено путевое основание из бетона. Окружающие тоннели грунты при естественной влажности и естественной температуре имеют следующие теплофизические характеристики: $\lambda = 1$ ккал/м·ч·°С, $c = 0,3$ ккал/кг, $\gamma = 2470$ кг/м³. Для путевого бетона $\lambda_1 = 1,6$ ккал/м·ч·°С, $c_1 = 0,24$ ккал/кг, $\gamma_1 = 2400$ кг/м³. Температура грунта $t_{\text{гр}} = 9^\circ \text{С}$. Начальная температура воздуха в тоннеле равна температуре грунта ($t_{\text{в1}} = t_{\text{гр}}$). Средняя скорость движения воздуха в тоннеле, вызванная движением поездов, $v_0 = 2,8$ м/с. Внутрен-

ний эквивалентный диаметр тоннеля $d_3 = 4,81$ м. Система вентиляции обеспечивает к концу теплого периода года ($z = 1550$ ч) среднесуточную конечную температуру воздуха в тоннеле $t''_{в1} = 22,8^\circ \text{C}$. Необходимо определить, какое постоянное количество тепла поступает в грунт на 1 м длины двух параллельных тоннелей при $l = 24,5$ м.

1. По формуле (18.V) определяем коэффициент температуропроводности:
грунта

$$a = \frac{1}{0,3 \cdot 2470} = 0,00135 \text{ м}^2/\text{ч};$$

путевого бетона

$$a_1 = \frac{1,6}{0,24 \cdot 2400} = 0,00278 \text{ м}^2/\text{ч}.$$

2. Чугунные тубинги и путевой бетон не являются теплоизолирующими по отношению к грунту, так как $a_1 \gg a$. Поэтому в соответствии с данными § 4 настоящей главы $\varphi_{сл} = 1$.

3. По формуле (61.V) определяем коэффициент теплоотдачи при плотности воздуха в тоннеле $\gamma_{во} = 1,193$ кг/м³, скорость движения воздуха $v_0 = 2,8$ м/с и $d_3 = 4,81$ м.

Для тубинговой ребристой поверхности тоннеля с коэффициентом $\varepsilon_c = 3,4$

$$\alpha = \frac{2,64 \cdot 3,4 (1,193 \cdot 2,8)^{0,8}}{4,81^{0,2}} = 17,3 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C};$$

для условно гладкой поверхности основания пути с коэффициентом $\varepsilon_c = 2,2$

$$\alpha = \frac{2,64 \cdot 2,2 (1,193 \cdot 2,8)^{0,8}}{4,81^{0,2}} = 11,2 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}.$$

4. Определяем количество тепла, поступающего в грунт с 1 м² наружной поверхности тоннеля, учитывая, что обделка тоннелей состоит из чугунных тубингов. Так как $t_{н1} = t_{гр}$, то по формуле (53.V) при $z = 1550$ ч определяем

$$4az\varphi_{сл} = 4 \cdot 0,00135 \cdot 1550 \cdot 1 = 8,38.$$

По табл. 1.V для значения $4az\varphi_{сл} = 8,38$ и $d_n = 5,5$ м находим $e_p = 2,02$ м.

По формуле (42.V) определяем постоянное количество тепла, поступающего в грунт с 1 м² наружной поверхности тубингового тоннеля (удельный тепловой поток), когда к концу теплого периода года ($z = 1550$ ч) температура воздуха достигнет $t''_{в1} = 22,8^\circ \text{C}$;

$$q = \frac{22,8 - 9}{\frac{1}{17,3} + \frac{5,5}{2 \cdot 1} \ln \left(1 + \frac{2 \cdot 2,02}{5,5} \right)} = 8,80 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}.$$

Определяем постоянное количество тепла, поступающего в грунт с 1 м^2 закрытой путевым бетоном поверхности

$$q = \frac{22,8 - 9}{\frac{1}{11,2} + \frac{5,5}{2 \cdot 1} \ln \left(1 + \frac{2 \cdot 2,02}{5,5} \right)} = 8,64 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч.}$$

5. Определяем длину половины основания пути

$$b = \sqrt{\frac{(5,5)^2}{2} - 1,9^2} = 1,98 \text{ м.}$$

6. Определяем наружную поверхность тюбингового тоннеля, расположенную выше путевого бетона. Центральный угол 2α , образованный основанием пути, найдем из выражения

$$\sin \alpha = \frac{1,98}{2,75} = 0,720, \text{ т. е. } 2\alpha = 93^\circ.$$

Площадь наружной поверхности

$$F_{\text{т}} = \frac{1 \cdot 3,14 \cdot 5,5}{360} (360 - 93) = 12,8 \text{ м}^2.$$

7. Площадь наружной поверхности тюбингового тоннеля, находящаяся под путевым бетоном, равна

$$F_{\text{п. б}} = 1 \cdot 3,14 \cdot 5,5 - 12,8 = 4,5 \text{ м}^2.$$

8. Количество тепла, поступающего в грунт с 1 м длины двух параллельных тоннелей, равно

$$Q_{\text{гр. т}} = 2 (8,80 \cdot 12,8 + 8,64 \cdot 4,5) = 303 \text{ ккал/ч.}$$

9. Так как по условию задачи $e_p = 2,02 \text{ м} < \frac{l}{2} = 24,5 / 2 = 12,2 \text{ м}$, то $\chi \approx 1$ и влияние двух параллельных тоннелей на величину теплопередачи в грунт не следует учитывать. В связи с этим по формуле (82.V) $Q_{\text{гр. п}} = Q_{\text{гр. т}}$.

Пример 2. Тоннель (наружный диаметр $d_{\text{н}} = 5,5 \text{ м}$, внутренний диаметр $d_{\text{вн}} = 5,1 \text{ м}$), имеющий обделку из бетонных блоков с условно гладкой внутренней поверхностью, расположен в кварцевых песках на глубине более 15 м. Для песков при естественных их влажности и температуре $\lambda = 1,68 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{С}$, $c = 0,24 \text{ ккал/кг}$, $\gamma = 1825 \text{ кг/м}^3$. Для обделки тоннеля из железобетонных блоков $\lambda_1 = 1,75 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{С}$, $c_1 = 0,24 \text{ ккал/кг}$, $\gamma_1 = 2500 \text{ кг/м}^3$. Температура грунта $t_{\text{гр}} = 9^\circ \text{С}$. Средняя скорость движения воздуха в тоннеле $v_0 = 1,5 \text{ м/с}$. Тепло, выделенное в тоннелях внешними источниками, не отводится. Необходимо определить, какое постоянное количество тепла поступит в грунт при $t_{\text{в1}} = t_{\text{гр}} = 9^\circ \text{С}$ и $t'_{\text{в1}} = 17^\circ \text{С}$ и увеличении конечной температуры воздуха в тоннеле через 100 ч до $t''_{\text{в1}} = 28^\circ \text{С}$.

1. По формуле (18.V) определяем коэффициент температуропроводности для грунта

$$a = \frac{1,68}{0,24 \cdot 1825} = 0,0039 \text{ м}^2/\text{ч};$$

для железобетонных блоков

$$a_1 = \frac{1,75}{0,24 \cdot 2500} = 0,00292 \text{ м}^2/\text{ч.}$$

2. Материал железобетонных блоков по отношению к грунту является теплоизолятором, так как $a_1 < a$, поэтому определяем значение $\varphi_{\text{сл}}$. Для этого проверяем время z_1 , в течение которого условная эквивалентная толщина прогретого слоя железобетонных блоков достигнет его наружного диаметра при

$$e_p = \frac{5,5 - 5,1}{2} = 0,2 \text{ м.}$$

Определяем искомое время при $t_{в1} = t_{гр}$. Так как эквивалентная условная толщина прогретого слоя не выходит (по условию) за пределы наружного диаметра тоннеля, то $\varphi_{\text{сл}} = 1$. По данным § 4 настоящей главы за расчетный диаметр принимается (для этого случая расчета) внутренний диаметр тоннеля. Время z_1 определяем по формуле (67.V)

$$z_1 = \frac{0,2(5,1 + 0,2) \ln \left(1 + \frac{2 \cdot 0,2}{5,4} \right)}{4 \cdot 0,00292 \cdot 1} = 7,9 \text{ ч.}$$

Для случая, когда $t'_{в1} = 17 > t_{гр} = 9$, искомое время z_1 (определяем по формуле (68.V), задаваясь конечной температурой внутренней поверхности тоннеля на $4,3^\circ \text{C}$ ниже конечной температуры воздуха, т. е. $t'_c = 28 - 4,3 = 23,7^\circ \text{C}$. Тогда

$$z_1 = \frac{0,2(5,1 + 0,2) \ln \left(1 + \frac{2 \cdot 0,2}{5,1} \right)}{4 \cdot 0,00292 \cdot 1 \frac{23,7 - 9}{28 - 17}} = 5,9 \text{ ч.}$$

По формуле (52.V) при заданном времени $z = 100$ ч определяем значение $\varphi_{\text{сл}}$:
при $t_{в1} = t_{гр}$

$$\varphi_{\text{сл}} = \sqrt[4]{\frac{0,0039}{0,00292} \left(1 - \frac{7,9}{100} \right)} = 1,09;$$

при $t'_{в1} > t_{гр}$

$$\varphi_{\text{сл}} = \sqrt[4]{\frac{0,0039}{0,00292} \left(1 - \frac{5,5}{100} \right)} = 1,11.$$

3. По формуле (61.V) при средней плотности воздуха в тоннеле $\gamma_{во} = 1,23 \text{ кг/м}^3$, скорости движения воздуха $v_0 = 1,5 \text{ м/с}$ и $d_n = 5,1 \text{ м}$ для условно гладкой внутренней поверхности тоннеля с коэффициентом $\epsilon_c = 2,2$ определяем коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{2,64 \cdot 2,2 (1,23 \cdot 1,5)^{0,8}}{5,1^{0,2}} = 6,8 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}.$$

4. По формуле (53.V) при $t_{в1} = t_{гр}$ определяем

$$4\alpha z\varphi_{сл} = 4 \cdot 0,0039 \cdot 100 \cdot 1,09 = 1,7.$$

Из табл. 1.V при $d_{гн} = 5,1$ м находим $e_p = 0,92$ м.

По формуле (54.V) при $t'_{в1} > t_{гр}$, задавая $t''_{с1} = 23,7^\circ \text{C}$, определяем

$$4\alpha z\varphi_{сл} \frac{t''_{с1} - t_{гр}}{t''_{в1} - t'_{в1}} = 4 \cdot 0,0039 \cdot 100 \cdot 1,11 \frac{23,7 - 2,9}{28 - 17} = 3,28.$$

Из табл. 1.V при $d_{гн} = 5,1$ м находим $e_p = 1,27$.

5. По формуле (42.V) определяем количество тепла, поступающего в грунт с 1 м^2 внутренней поверхности тоннеля (удельный тепловой поток):

при $t_{в1} = t_{гр}$

$$q = \frac{28 - 9}{\frac{1}{6,8} + \frac{5,1}{2 \cdot 1,68} \ln \left(1 + \frac{2 \cdot 0,092}{5,1} \right)} = 31 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч};$$

при $17 = t'_{в1} > t_{гр}$

$$q = \frac{28 - 9}{\frac{1}{6,8} + \frac{5,1}{2 \cdot 1,68} \ln \left(1 + \frac{1 \cdot 1,07}{5,1} \right)} = 28,1 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}.$$

6. По формуле (51.V) проверяем правильность принятой конечной температуры внутренней поверхности тоннеля:

$$t''_{с1} = 28 - \frac{28,1}{6,8} = 23,9 \approx 23,7^\circ \text{C}.$$

7. Количество тепла, поступающего с 1 м длины тоннеля в грунт, равно:

при $t_{в1} = t_{гр}$

$$Q_{гр l} = 3,14 \cdot 5,1 \cdot 31 = 496 \text{ ккал/ч};$$

при $t'_{в1} > t_{гр}$

$$Q_{гр l} = 3,14 \cdot 5,1 \cdot 28,1 = 450 \text{ ккал/ч}.$$

8. Так как по условию задачи $\chi = 1$, то $Q_{гр.п} = Q_{гр}$.

Пример 3. По исходным данным примера 2 определить время достижения заданной температуры воздуха ($t''_{в1} = 28^\circ \text{C}$) при $t_{в1} = t_{гр}$ и $Q_{гр l} = 496$ ккал/ч.

1. Определяем удельный тепловой поток с 1 м^2 внутренней поверхности бетонного тоннеля

$$q = \frac{Q_{гр l}}{\pi d_{вн} l} = \frac{496}{3,14 \cdot 5,1 \cdot 1} = 31 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}.$$

2. По формуле (64.V) определяем

$$B = \frac{2 \cdot 1,68}{5,1} \left(\frac{28 - 9}{31} - \frac{1}{6,8} \right) = 0,307.$$

3. По формуле (66.V) определяем

$$e_p = \frac{5,1}{2} (2 \cdot 7180,307 - 1) = 0,92.$$

4. По формуле (67.V) определяем искомое время

$$z = \frac{0,92 (5,1 + 0,92) \ln \left(1 + \frac{2 \cdot 0,92}{5,1} \right)}{4 \cdot 0,0039 \cdot 1,09} = 100 \text{ ч.}$$

Таким образом, время нагрева воздуха до заданной температуры в обоих примерах одинаково.

Пример 4. Определить количество тепла, поступающего в грунт, с учетом влияния на теплопоступление двух параллельных тоннелей с обделкой из чугунных тубингов при $l = 15,5$ м, $d = 9,5$ м, количества тепла, поступающего в грунт с 1 м длины двух параллельно расположенных тоннелей без учета влияния их расположения на теплопередачу составляет $Q_{гр\ l} = 900$ ккал/ч, а расчетная толщина прогретого слоя грунта $e_p = 4,5$ м.

1. Определяем расчетную толщину прогретого слоя грунта от оси тоннеля

$$\frac{9,5}{2} + 4,5 = 9,25 \text{ м.}$$

2. По формуле (85.V)

$$\chi = 1 - \frac{\frac{9,5}{2} (3,14 - 2)}{15,5 \cdot 3,14} = 0,89.$$

3. Так как $9,25 > \frac{l}{2} = \frac{15,5}{2}$, а $\chi < 0,9$, то величину теплового потока в грунт с учетом влияния параллельно расположенных тоннелей на величину теплопередачи определяем по формуле (82.V)

$$Q_{гр. п\ l} = 0,89 \cdot 900 = 800 \text{ ккал/ч.}$$

Пример 5. По исходным данным примера 1 для двух однопутных прямоугольных, вплотную расположенных тоннелей (см. рис. 13, г.V), имеющих обделку из железобетонных блоков с условно гладкой внутренней поверхностью определить постоянный удельный тепловой поток $q_{кан}$, коэффициент теплопередачи нестационарного теплового потока $K_{z\ кан}$, тепловой поток с 1 м длины двух тоннелей $q_{l\ кан}$ и сравнить эти результаты с результатами расчета примера 1. Внутренние размеры каждого тоннеля: ширина — 4,175 м, высота (до ребра перекрытия) — 3,95 м. Толщина средней стенки между тоннелями 0,4 м. Для железобетонных блоков тоннелей при их естественной влажности $\lambda = 1,75$ ккал/м ч·°С, $c = 0,24$ ккал/кг, $\gamma = 2500$ кг/м³.

1. По формуле (62в.V) определяем эквивалентный диаметр однопутного прямоугольного тоннеля относительно его внутренней поверхности

$$d = d_3 = 4 \frac{4,175 \cdot 3,95}{2(4,175 + 3,95)} = 4,05 \text{ м.}$$

2. По формуле (18.V) определяем коэффициент температуропроводности ограждающих железобетонных конструкций тоннелей

$$a_1 = \frac{1,75}{0,24 \cdot 2500} = 0,00292 \text{ м}^2/\text{ч.}$$

3. Так как $a_1 \gg a$ ($0,00292 \gg 0,00135$), т. е. ограждающие железобетонные конструкции тоннелей не являются теплоизолирующими по отношению к грунту, то в соответствии с данными § 4 настоящей главы принимаем $\varphi_{\text{с.л}} = 1$.

4. По формуле (61.V) определяем коэффициент теплоотдачи при плотности воздуха в тоннеле $\gamma_{\text{во}} = 1,193 \text{ кг/м}^3$, скорости движения воздуха $v_0 = 2,8 \text{ м/с}$, эквивалентном диаметре $d_3 = 4,05$ и коэффициенте $\varepsilon_c = 2,2$

$$\alpha = \frac{2,64 \cdot 2,2 (1,193 \cdot 2,8)^{0,8}}{4,05^{0,2}} = 11,5 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{С.}$$

5. Так как условию задачи $t_{\text{в1}} = t_{\text{гр}}$, то по формуле (53.V) при $z = 1550$ ч определяем

$$4az\varphi_{\text{с.л}} = 4 \cdot 0,00135 \cdot 1550 \cdot 1 = 8,38.$$

Из табл. 1.V по значению $4az\varphi_{\text{с.л}} = 8,38$ для $d_3 = 4,05$ м определяем $e_p = 1,96$ м.

Удельный тепловой поток, поступающий в грунт с 1 м^2 внутренней поверхности тоннеля с эквивалентным диаметром $d_3 = 4,05$ м, при динамике роста внутренней температуры воздуха, обеспечивающей достижение конечной его температуры $t_{\text{в1}} = 22,8^\circ \text{С}$ за время $z = 1550$ ч, определяем по формуле (42.V)

$$q = \frac{22,8 - 9}{\frac{1}{11,5} + \frac{4,05}{2 \cdot 1} \ln \left(1 + \frac{2 \cdot 1,96}{4,05} \right)} = 9,4 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч.}$$

6. По формуле (44.V) определяем коэффициент теплопередачи нестационарного теплового потока от воздуха через ограждающую конструкцию тоннеля в грунт при эквивалентном внутреннем диаметре тоннеля $d_3 = 4,05$

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{11,5} + \frac{4,05}{2 \cdot 1} \ln \left(1 + \frac{2 \cdot 1,96}{4,05} \right)} = 0,680.$$

7. Действительный удельный тепловой поток, поступающий в грунт с 1 м^2 внутренней поверхности прямоугольного тоннеля,

при периметре $\Pi_{\text{кан}} = 2(4,175 + 3,95) = 16,25$ м определяем по формуле (62 г.V)

$$q_{\text{кан}} = 9,4 \frac{3,14 \cdot 4,05}{16,25} = 7,38 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч.}$$

Определяем коэффициент теплопередачи нестационарного теплового потока

$$K_{z \text{ кан}} = 0,680 \frac{3,14 \cdot 4,05}{16,25} = 0,534 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C.}$$

8. Количество тепла, поступающего в грунт с 1 м длины прямоугольного тоннеля, определяем по формуле (62 д.V)

$$q_{l \text{ кан}} = 7,38 \cdot 16,25 = 120 \text{ ккал/ч.}$$

Определяем количество тепла с 1 м длины прямоугольного тоннеля по эквивалентному диаметру $d_s = 4,05$ м

$$q_l = 9,4 \cdot 3,14 \cdot 4,05 = 120 \text{ ккал/ч.}$$

По формуле (87.V) при $l = 4,175$ м определяем коэффициент взаимного влияния на теплопередачу в грунт двух параллельных прямоугольных тоннелей

$$\chi = 1 - \frac{3,95 \cdot 4,175}{2 \cdot 4,175 (3,95 + 4,175)} = 0,767.$$

10. Определяем расчетную толщину прогретого слоя грунта от оси тоннеля при эквивалентном диаметре $d_s = 4,05$

$$\frac{4,05}{2} + 2,04 = 4,07 \text{ м.}$$

11. Так как $4,07 > l/2 = 4,05/2$, а $\chi < 0,9$, то величину теплового потока в грунт с учетом влияния параллельно расположенных прямоугольных тоннелей определяем по формуле (82.V)

$$Q_{\text{гр. пг}} = 0,767 \cdot 2 \cdot 120 = 184 \text{ ккал/ч.}$$

12. Сравнение тепловых характеристик двух вплотную расположенных прямоугольных тоннелей и двух значительно отдаленных друг от друга круглых тоннелей метрополитена (из примера — I) при одинаковых в обоих случаях теплофизических характеристиках грунтов и изменениях температуры воздуха в тоннелях показывает, что:

удельный тепловой поток в грунт с 1 м² поверхности в перегонных тоннелях круглого сечения с металлической обделкой больше, чем в прямоугольных тоннелях с железобетонной обделкой, на $[(8,80 - 7,38) 100] / 7,38 = 19,3\%$;

тепловой поток с 1 м длины двух круглых тоннелей больше, чем с 1 м длины двух прямоугольных тоннелей, на $(303 - 240) 100 / 240 = 26,2\%$ и $(303 - 184) 100 / 184 = 64,5\%$ соответственно без учета и с учетом влияния коэффициента χ .

§ 9. Методика расчета охлаждения грунта

Если температура воздуха, проходящего по тоннелю, ниже температуры грунта, окружающего тоннель ($t_{в1} < t_{гp}$), то происходит процесс охлаждения грунта при направлении потока тепла от грунта в воздух тоннеля. По существу этот процесс является обратным по направлению процессу теплопередачи в грунт при его нагревании воздухом, проходящим в тоннеле, когда $t_{в1} > t_{гp}$. Он протекает под действием температурного напора $\Delta t = t_{гp} - t_{в1}$. При охлаждении грунта (как и при его нагревании) величина температурного напора во времени z будет меняться за счет постоянного изменения температуры $t_{в1}$. Так как теплофизические свойства грунта и ограждающих конструкций тоннеля при процессах нагревания и охлаждения сохраняются неизменными, то при $q = \text{const}$ закономерности, связывающие все исходные параметры для определения q , будут в абсолютном значении едины как при нагревании, так и при охлаждении грунта. Поэтому для определения теплотокота при охлаждении грунта могут быть приняты формулы, выведенные для теплопередачи в грунт (нагревание грунта), с обратным знаком, характеризующим изменение направления процесса. Так как основная методика расчета системы тоннельной вентиляции метрополитена по теплоизбыткам построена на определении количества тепла, аккумулярованного грунтом в теплое время года, и выявлении условий, обеспечивающих отнятие этого тепла воздухом (охлаждение) за холодный период года (что дает минимальную производительность системы вентиляции), то должно соблюдаться равенство

$$q_{x, \text{ пер}} z_{x, \text{ пер}} = q z \psi_1. \quad (88.V)$$

Из равенства (88.V) можно определить необходимый тепловой поток $q_{x, \text{ пер}}$ для охлаждения грунта за холодный период года

$$q_{x, \text{ пер}} = \frac{z}{z_{x, \text{ пер}}} q \psi_1, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}. \quad (89.V)$$

В системах тоннельной вентиляции метрополитена расчетное время z действия теплового потока в теплый период года следует определять по формуле (77.V), время действия теплового потока в холодный период года $z_{x, \text{ пер}}$ — по формуле (79.V), а тепловой поток q в теплый период года — по формуле (42.V).

Коэффициент ψ_1 учитывает безвозвратные потери тепла за пределы прогретой толщи грунта. Значение коэффициента $\psi_1 = 0,9$ следует принимать при отсутствии подземных вод в грунте, $\psi_1 = 0,75$ следует принимать при наличии подземных вод, имеющих скорость движения менее 0,2 м/сут. При большей скорости движения подземных вод $\psi_1 = 0,6$. При расположении сооружения у поверхности коэффициент ψ_1 находится в пределах — 0,55—0,7 (в зависимости от его заглубления).

Расчеты охлаждения грунта при $t'_{c1} > t'_{в1} > t_{гр}$ (см. § 4 данной главы) достаточно сложны. Поэтому для практических расчетов с допустимой для них точностью рекомендуется пользоваться формулами теплопередачи при $t_{в1} = t_{гр}$. Следует иметь в виду, что если температура охлаждающего воздуха будет $t'_{c1} > t'_{в1} > t_{гр}$, то можно осуществить охлаждение ограждающих конструкций и частичное охлаждение первоначально нагретого грунта только до температуры, несколько превышающей естественную температуру грунта $t_{гр}$. Расчетная температура грунта при его охлаждении $t_{гр.х}$ для тоннелей глубокого заложения ($H > 15$ м), на которые не влияют колебания наружных температур, определяется по формуле

$$t_{гр.х} = \frac{\psi_2 (t''_{c1} + t_{гр})}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (90.V)$$

где ψ_2 — коэффициент, учитывающий кривизну температурной линии в грунте к концу его нагрева за теплый период года (определяется по табл. 7.V).

Т а б л и ц а 7.V

Расчетное время теплоступления в грунт за теплый период года z , ч	Коэффициент ψ_2		
	при отсутствии подземных вод	при скорости движения подземных вод, м/сут	
		менее 0,2	более 0,2
40—400	0,46	0,39	0,36
401—800	0,58	0,54	0,51
801—1600	0,66	0,64	0,60
1601—4000	0,75	0,72	0,68
4001—16000	0,88	0,79	0,72

Формула (90.V) учитывает нагретую внутреннюю поверхность стенки t''_{c1} и толщю грунта к моменту начала процесса охлаждения.

Для тоннелей мелкого заложения значение $t_{гр.х}$ определяется по методике, изложенной в § 10 главы V. Необходимая средняя расчетная температура воздуха в тоннеле $t_{ср} = t''_{в1х}$, обеспечивающая необходимый тепловой поток из грунта, с целью его охлаждения за холодный период года, определяется по преобразованной формуле (42.V) с обратным знаком

$$t''_{в1х} = t_{гр.х} - q_{х.пер} \left[\frac{1}{\alpha} + \frac{d}{2\lambda} \ln \left(1 + \frac{2e_p}{d} \right) \right], \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (90a.V)$$

Определение необходимых начальных и конечных параметров воздуха $t_{нач.х}$, $I_{нач.х}$, $t_{кон.х}$ и $I_{кон.х}$ в тоннеле, обеспечивающих создание расчетной средней его температуры за холодный период года $t_{ср} = t''_{в1х}$, приведено в § 4 главы VI.

Пример 1. По исходным данным примера 1 в § 8 настоящей главы определить необходимое количество тепла, которое должно поступать из грунта в воздух, и необходимую среднюю температуру воздуха в тоннелях за холодный период года для охлаждения грунта до начальной естественной температуры (с целью его подготовки как теплоаккумулирующей среды к началу следующего теплого периода года) при $z_{х, пер} = 5090$ ч, $\psi_1 = 0,9$ и средней суточной конечной температуре воздуха в тоннеле в конце теплого периода года $t_{в 1} = 22,8^\circ \text{C}$ (см. рис. 11.V).

1. Определяем среднее по поверхности тоннеля количество поступающего в грунт за теплый период года тепла

$$q = \frac{303}{2(12,8 + 4,5)} = 8,75 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч.}$$

2. Определяем средний по поверхности тоннеля коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{17,3 \cdot 12,8 + 11,2 \cdot 4,5}{17,3} = 15,8 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C.}$$

3. По формуле (51.V) определяем расчетную температуру внутренней стенки тоннеля за теплый период года

$$t'_{в 1} = 22,8 - \frac{8,75}{15,8} = 22,25^\circ\text{C.}$$

4. По формуле (53.V) при $z_{х, пер} = 5090$ ч определяем

$$4az\varphi_{сл} = 4 \cdot 0,00135 \cdot 5090 \cdot 1 = 27,4.$$

5. По табл. 1.V для значения $4az\varphi_{сл} = 27,4$ и $d_n = 5,1$ м находим $e_p = 3,6$ м.

6. По формуле (89.V) определяем необходимый тепловой поток из грунта для его охлаждения до первоначальной естественной температуры за холодный период года

$$q_{х, пер} = \frac{1550}{5090} \cdot 8,75 \cdot 0,9 = 2,4 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч.}$$

7. По табл. 7.V при $z = 1550$ ч находим

$$\psi_2 = 0,66.$$

8. По формуле (90.V) определяем расчетное значение температуры грунта

$$t_{гр. х} = \frac{0,66(22,5 + 9)}{2} = 10,3^\circ\text{C.}$$

9. По формуле (90а.V) определяем необходимую среднюю температуру воздуха в тоннеле за холодный период года

$$t_{в 1 х} = 10,3 - 2,4 \left[\frac{1}{15,8} + \frac{5,5}{2,1} \ln \left(1 + \frac{2 \cdot 3,6}{5,5} \right) \right] = 4,6^\circ\text{C.}$$

§ 10. Методика определения расчетной температуры грунта для тоннелей, расположенных у поверхности

Как указывалось выше, при расположении тоннелей на глубине, не подвергающейся влиянию колебания наружных температур ($H > 10 \div 15$ м), следует принимать для всего контура теплопередачи одинаковую температуру грунта. Тоннели, расположенные у поверхности, находятся в зоне сезонных колебаний температур грунта по глубине. Поэтому удельный тепловой поток в грунт в теплый период года рассчитывается по максимальным температурам грунта, а охлаждение грунта в холодный период года — по минимальным. Кривую сезонных колебаний температур грунта (по глубине от поверхности) лучше всего принимать по данным многолетних наблюдений или замеров в скважинах за период не менее 5 лет (см. приложение 2). В случае отсутствия таких данных сезонные колебания температур определяются по формулам (22.V) или (23.V) с учетом конкретных теплофизических характеристик грунтов. Если от поверхности до низа расчетной толщины прогретого слоя грунты располагаются пластами с существенно разными теплофизическими характеристиками, в расчетах принимается средняя теплофизическая характеристика грунта, пропорциональная толщине пластов.

Нижеприведенная методика определения температуры грунтов разработана для случая расчета значения e_p по формуле $e_p = 1,13\sqrt{az}$ [44], однако с достаточной для практических расчетов точностью она может быть применена и для расчета значения e_p по формулам (53.V) и (54.V).

При определении расчетной температуры грунта для тоннелей прямоугольного сечения, расположенных у поверхности, могут встретиться два случая: заглубление перекрытия тоннеля от поверхности h_1 больше расчетной толщины прогретого слоя грунта e_p и равно ей или меньше ее [44].

Первый случай более простой (рис. 14, а.V). Температура грунта для теплого $t_{\text{теп } 1}$ и холодного $t_{\text{x } 1}$ периодов года при определении теплового потока в грунт и из грунта в тоннель (через перекрытие тоннеля) принимается по кривой сезонных колебаний температуры в грунте на отметке $H_1 = h_1 - e_p$ (h_1 — глубина заложения тоннеля от поверхности до верха перекрытия). В этом случае значение e_p определяется (как и выше) через эквивалентный гидравлический диаметр d_3 . Для определения теплового потока через вертикальные стены температура грунта для теплого $t_{\text{теп } 2}$ и холодного $t_{\text{x } 2}$ периодов года принимается на глубине заложения первой трети высоты стены h_2 , т. е. на отметке $H_2 = h_1 + 1/3 h_2$, а для определения теплового потока через лоток

температура $t_{\text{теп } 3}$ и $t_{x 3}$ принимается на глубине заложения лотка, т. е. на отметке $H_3 = h_1 + h_2$.

Во втором случае (рис. 14, б.V), когда заглубление перекрытия меньше или равно расчетной толщине прогретого слоя грунта e_p , температура грунта $t_{\text{теп } 1}$ и $t_{x 1}$ для перекрытия принимается

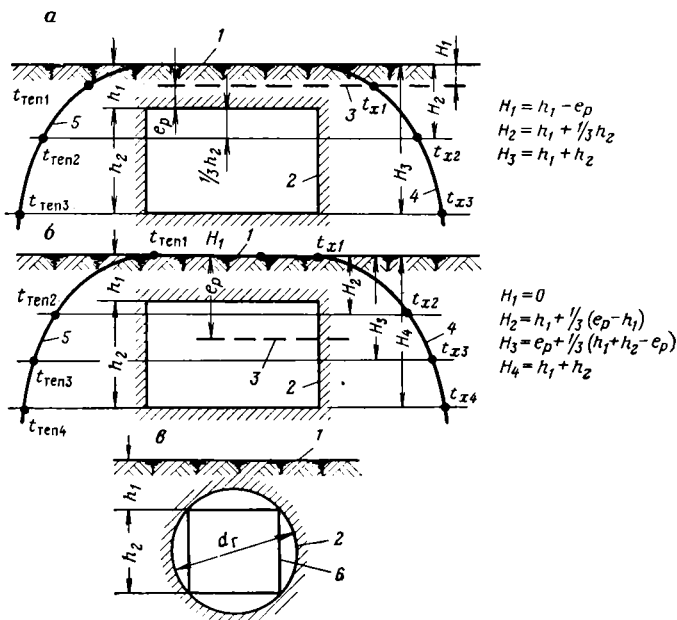


Рис. 14.V. Схема к расчету температуры грунта для тоннелей прямоугольного и круглого сечения: при $h_1 > e_p$ (а), $h_1 < e_p$ (б) и круглого сечения (в): 1 — земная поверхность; 2 — наружный контур тоннеля; 3 — граница прогретого слоя грунта e_p ; 4 — кривая минимально возможных температур грунта, используемых при расчете режимов холодного периода года; 5 — кривая максимально возможных температур грунта, используемых при расчете режимов в теплый период года; 6 — условный контур тоннеля круглого сечения

равной температуре поверхности. Для вертикальных стен, расположенных выше отметки прогретого слоя грунта, температура $t_{\text{теп } 2}$ и $t_{x 2}$ принимается на отметке, равной заглублению первой трети высоты стены, т. е. на глубине $H_2 = h_1 + 1/3 (e_p - h_1)$, а для вертикальных стен, расположенных ниже отметки прогретого слоя грунта, температура $t_{\text{теп } 3}$ и $t_{x 3}$ принимается на отметке заглубления первой трети высоты стены, т. е. на глубине $H_3 = e_p + 1/3 (h_1 + h_2 - e_p)$.

Для определения теплового потока через лоток температура $t_{\text{теп } 4}$ и $t_{x 4}$ принимается на глубине заложения лотка $H_4 = h_1 + h_2$.

Изложенная методика определения температур $t_{\text{теп}}$ и t_x для прямоугольного сечения применима и для круглого сечения, но

для этого предварительно в круглое сечение необходимо вписать квадрат (рис. 14, *в.V*) так, чтобы его грани совпадали с наружным диаметром тоннеля. Относительно этого квадрата соответствующие температуры следует определять для перекрытия стен и лотка. При этом действительные поверхности следует принимать по дугам окружностей, отсеченным сторонами вписанного квадрата.

Определенные по вышеизложенной методике расчетные температуры перекрытия, лотка и отдельных участков стен приводятся к средней расчетной температуре по всему периметру тоннеля по формуле

$$t_{\text{гр. ср. перим}} = \frac{\sum_{i=1}^{n=t} t_{\text{гр } H_1-H_4} F_{H_1-H_4}}{\sum_{i=1}^{n=F} F_{H_1-H_4}}, \quad ^\circ\text{C}, \quad (91.V)$$

где $t_{\text{гр } H_1-H_4}$ — расчетная температура перекрытия, лотка и каждого участка стены на отметках от H_1 до H_4 , $^\circ\text{C}$; $F_{H_1-H_4}$ — поверхность, приходящаяся на 1 м длины перекрытия тоннеля, лотка и каждого участка стены тоннеля на отметках от H_1 до H_4 , м^2 .

Тоннели, расположенные у поверхности, сооружаются из неметаллических материалов (железобетона, бетона, бута и т. п.), поэтому при определении отметок распределения температур $t_{H_1-H_4}$ и значений расчетных поверхностей $F_{H_1-H_4}$ следует ориентироваться на внутренние размеры тоннелей. Как правило, трасса метрополитена мелкого заложения проходит у поверхности на различных глубинах, поэтому при определении расчетных температур грунта следует заглубление тоннелей от поверхности принимать средним по длине участков трассы с одинаковыми характеристиками грунта и конструкцией тоннелей.

Пример 1. По исходным данным примера 5 в § 8 настоящей главы определить среднюю расчетную температуру грунта по периметру двух однопутных прямоугольных, вплотную расположенных тоннелей (рис. 13, *г.V*) с обделкой из железобетонных секций. Тоннели сооружаются на глубине 3,2 м от поверхности до внутреннего габарита перекрытия тоннеля. Средняя геодезическая отметка поверхности $h_{\text{геод}} = 160$ м. Среднегодовая температура воздуха в районе строительства метрополитена $t_{\text{ср. год}} = 4,8^\circ\text{C}$ (см. приложение 5). Годовой период колебания температур $z = 8760$ ч. Для грунтов при их естественной влажности на всей глубине расположения тоннелей $\lambda = 1,0$ ккал/м ч $^\circ\text{C}$, $c = 0,3$ ккал/кг, $\gamma = 2470$ кг/м³.

1. Исходя из заданной глубины расположения тоннелей от поверхности земли (рис. 14, *а.V*) и имея в виду, что в соответствии с условием задачи расчетная толщина прогретого слоя грунта

составляет $e_p = 1,96$ м, определяем отметки от поверхности земли расчетных мест необходимых температур грунта: для перекрытия

$$H_1 = h_1 - e_p = 3,2 - 1,96 = 1,24 \text{ м;}$$

для стен

$$H_2 = h_1 + \frac{1}{3} h_2 = 3,2 + \frac{1}{3} \cdot 3,95 = 4,52 \text{ м;}$$

для лотка

$$H_3 = h_1 + h_2 = 3,2 + 3,95 = 7,15 \text{ м.}$$

2. По формуле (22.V) определяем значение подкоренного выражения $\sqrt{3,14 \cdot 2470 \cdot 0,3/8760} = 0,516$ для всех случаев примера.

3. Ввиду отсутствия фактических данных сезонных колебаний температур грунта по глубине определяем их по формуле (22.V). Для этого, учитывая район расположения метрополитена, находим по рис. 5.V превышение среднегодовой температуры поверхности грунта над среднегодовой температурой воздуха $\Delta t = 3,0^\circ \text{C}$, а по рис. 6.V — амплитуду колебания среднемесячных температур поверхности грунта $A_0 = 12,0^\circ \text{C}$.

Определяем максимальную и минимальную температуру грунта: на глубине заложения перекрытия от поверхности земли $H_1 = 1,24$ м

$$t_{\text{гр}} = 4,8 + 1,3 \cdot 3,0 + \frac{1,24}{30} - \frac{160}{200} \pm \frac{12,0}{2,72^{1,24 \cdot 0,516}} = \begin{cases} 14,29^\circ \text{C}, \\ 1,67^\circ \text{C}; \end{cases}$$

на глубине заложения стен от поверхности земли $H_2 = 4,52$ м

$$t_{\text{гр}} = 4,8 + 1,3 \cdot 3,0 + \frac{4,52}{30} - \frac{160}{200} \pm \frac{12,0}{2,72^{4,52 \cdot 0,516}} = \begin{cases} 9,12^\circ \text{C}, \\ 6,98^\circ \text{C}; \end{cases}$$

на глубине заложения лотка от поверхности земли $H_3 = 7,15$ м

$$t_{\text{гр}} = 4,8 + 1,3 \cdot 3,0 + \frac{7,15}{30} - \frac{160}{200} \pm \frac{12,0}{2,72^{7,15 \cdot 0,516}} = \begin{cases} 8,44^\circ \text{C}, \\ 7,84^\circ \text{C}. \end{cases}$$

По формуле (91.V) определяем среднюю расчетную температуру грунта по периметру двух рядом расположенных тоннелей: для теплого периода года

$$t_{\text{гр. ср. перим}} = \frac{14,29(2 \cdot 4,175 + 0,4) + 9,12(2 \cdot 3,95) + 8,44(2 \cdot 4,175 + 0,4)}{2 \cdot 4,175 + 0,4 + 2 \cdot 3,95 + 2 \cdot 4,175 + 0,4} = 10,7^\circ \text{C};$$

для холодного периода года

$$t_{\text{гр. ср. перим}} = \frac{1,67(2 \cdot 4,175 + 0,4) + 6,98(2 \cdot 3,95) + 7,84(2 \cdot 4,175 + 0,4)}{2 \cdot 4,175 + 0,4 + 2 \cdot 3,95 + 2 \cdot 4,175 + 0,4} = 5,5^\circ \text{C}.$$

Пример 2. По исходным данным примера 1 определить среднюю расчетную температуру грунта по периметру двух вплотную расположенных тоннелей прямоугольного сечения на глубине от поверхности 1,2 м.

1. Исходя из заданной глубины расположения тоннелей (рис. 14, б.V) и $e_p = 1,96$ м, определяем отметки от поверхности земли расчетных мест необходимых температур грунта:
для перекрытия

$$H_1 = 0;$$

для верхней части стен

$$H_2 = h_1 + \frac{1}{3}(e_p - h_1) = 1,2 + \frac{1}{3}(1,96 - 1,2) = 1,45 \text{ м};$$

для нижней части стен

$$H_3 = e_p + \frac{1}{3}(h_1 + h_2 - e_p) = 1,96 + \frac{1}{3}(1,2 + 3,95 - 1,96) = 3,02 \text{ м};$$

для лотка

$$H_4 = h_1 + h_2 = 1,2 + 3,95 = 5,15 \text{ м}.$$

2. По формуле (22.V) и рис. 5.V и 6.V определяем сезонные колебания температуры грунта, т. е. максимальную и минимальную температуру:
на глубине $H_1 = 0$ (для перекрытия)

$$t_{гр} = 4,8 + 1,3 \cdot 3,0 + \frac{0}{30} \pm \frac{160}{200} - \frac{12}{2,720 \cdot 0,516} = 7,9 \pm 12 = \begin{cases} 19,9^\circ \text{ C}, \\ -4,1^\circ \text{ C}, \end{cases}$$

на глубине $H_2 = 1,45$ м (для верхней части стен)

$$e_p - 1,2 = 1,96 - 1,2 = 0,76 \text{ м};$$

$$t_{гр} = 4,8 + 1,3 \cdot 3,0 + \frac{1,45}{30} - \frac{160}{200} \pm \frac{12}{2,721,45 \cdot 0,516} = \begin{cases} 13,61^\circ \text{ C}, \\ 2,29^\circ \text{ C}; \end{cases}$$

на глубине $H_3 = 3,02$ м (для нижней части стен) $3,95 - 0,76 = 3,19$ м

$$t_{гр} = 4,8 + 1,3 \cdot 3,0 + \frac{3,02}{30} - \frac{160}{200} \pm \frac{12}{2,723,02 \cdot 0,516} = \begin{cases} 10,52^\circ \text{ C}, \\ 5,48^\circ \text{ C}; \end{cases}$$

на глубине $H_4 = 5,15$ м (для лотка)

$$t_{гр} = 4,8 + 1,3 \cdot 3,0 + \frac{5,15}{30} - \frac{160}{200} \pm \frac{12}{2,725,15 \cdot 0,516} = \begin{cases} 8,90^\circ \text{ C}, \\ 7,24^\circ \text{ C}. \end{cases}$$

4. По формуле (91.V) определяем среднюю расчетную температуру грунта по периметру двух вплотную расположенных тоннелей:

для теплого периода года

$$t_{гр. ср. перим} = \frac{19,9(2 \cdot 4,175 + 0,4) + 13,61 \cdot 2 \cdot 0,76 + 10,52 \cdot 2 \cdot 3,19 + 8,90(2 \cdot 4,175 + 0,4)}{2 \cdot 4,175 + 0,4 + 2 \cdot 0,76 + 2 \cdot 3,19 + 2 \cdot 4,175 + 0,4} = 13,9^\circ \text{C};$$

для холодного периода года

$$t_{гр. ср. перим} = \frac{4,1(2 \cdot 4,175 + 0,4) + 2,29 \cdot 2 \cdot 0,76 + 5,48 \cdot 2 \cdot 3,19 + 7,24(2 \cdot 4,175 + 0,4)}{2 \cdot 4,175 + 0,4 + 2 \cdot 0,76 + 2 \cdot 3,19 + 2 \cdot 4,175 + 0,4} = 2,7^\circ \text{C}.$$

§ 11. Сопоставление выведенных формул и методики расчетов с данными эксперимента

Автором проведено сопоставление вышеприведенной методики определения теплопередачи в грунт с результатами испытаний, проведенных Метрогипротрансом в тоннелях Московского метрополитена. Температура воздуха и стенки тоннелей, определенная по вышеприведенным формулам, сопоставлялась с экспериментальными данными, полученными в результате двух испытаний длительностью 19 и 47 ч. Для испытаний по длине тоннеля было организовано несколько постов. На каждом посту в пяти точках по сечению тоннеля измерялись температура и скорость движения воздуха. Температура стенки тоннеля при первом испытании измерялась в точке 2', а при втором испытании в точках 1', 2' и 3' (см. рис. 15.V).

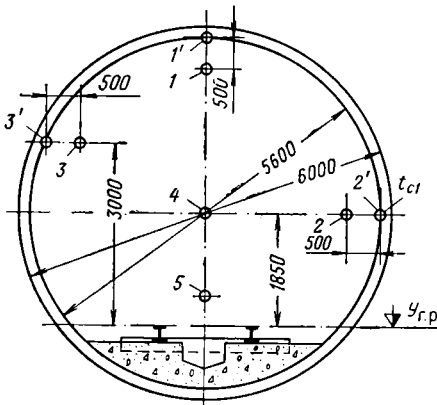


Рис. 15.V. Схема расположения точек (1, 2, 3, 4, 5, 1', 2', 3') замера температуры и скорости воздуха, а также температуры стенок тоннеля

Грунты, окружающие тоннели (водонасыщенные известняки и мергели), имели следующие средние характеристики: $\lambda = 1 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$, $c = 0,3 \text{ ккал/кг}$, $\gamma = 2470 \text{ кг/м}^3$ (на основании испытаний по пяти образцам). Естественная температура грунта $t_{гр} = 9^\circ \text{C}$ (постоянная во все периоды года). Средняя скорость

$v_{\text{ср}}$ движения воздуха равнялась 1,7 и 1,4 м/с соответственно по сечению тоннеля и на расстоянии 0,5 м от точки измерения температуры на внутренней поверхности чугунных тубингов. Движение воздуха создавалось рециркуляцией одного и того же объема воздуха между собой двумя параллельными тоннелями, соединенными между собой двумя сбойками, в одной из которых работал осевой вентилятор. Тепловой поток q в грунт за время испытания был практически постоянным и равномерным по всей длине тоннеля и составлял 28 и 34 ккал/м².ч; соответственно при первом и втором испытаниях. Начальная температура $t_{\text{в1}}$

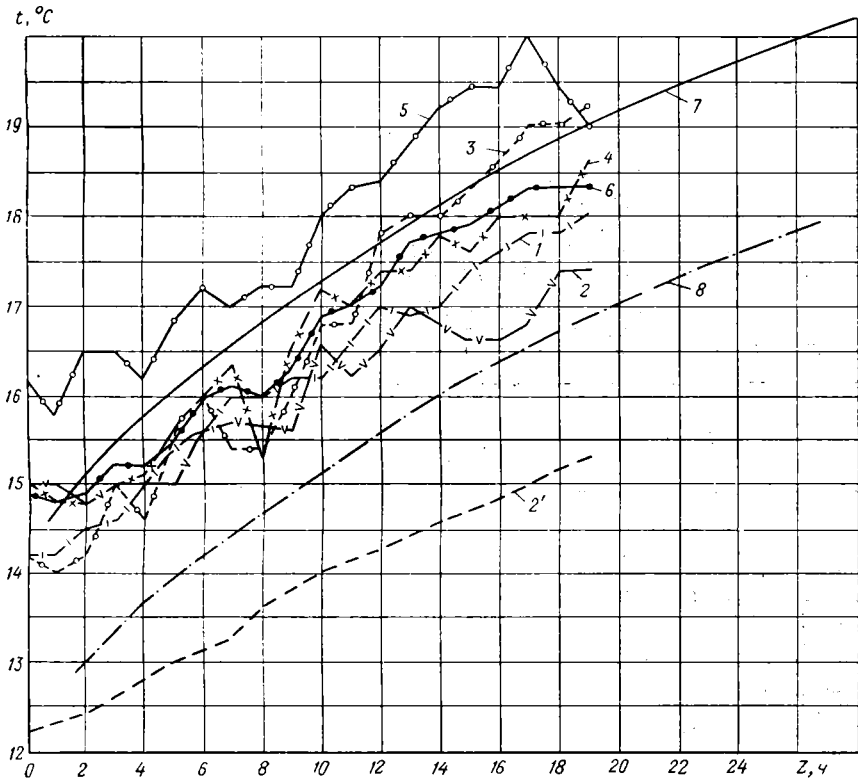


Рис. 16.V. График изменения температуры t воздуха и стенок тоннеля во времени z по замерам в точках, указанных на рис. 15.V:

1, 2, 3, 4, 5 — изменение температуры воздуха в точках 1, 2, 3, 4, 5; 2' — изменение температуры стенок тоннеля в точке 2'; 6 — изменение средней температуры воздуха по замерам; 7 — расчетная кривая температуры воздуха; 8 — расчетная кривая температуры стенок тоннеля

воздуха в тоннеле равнялась 14,2 и 19° С соответственно при первом и втором испытаниях.

При первом испытании температура воздуха измерялась по одному посту по сечению тоннеля в точках 1, 2, 3, 4, 5, а температура

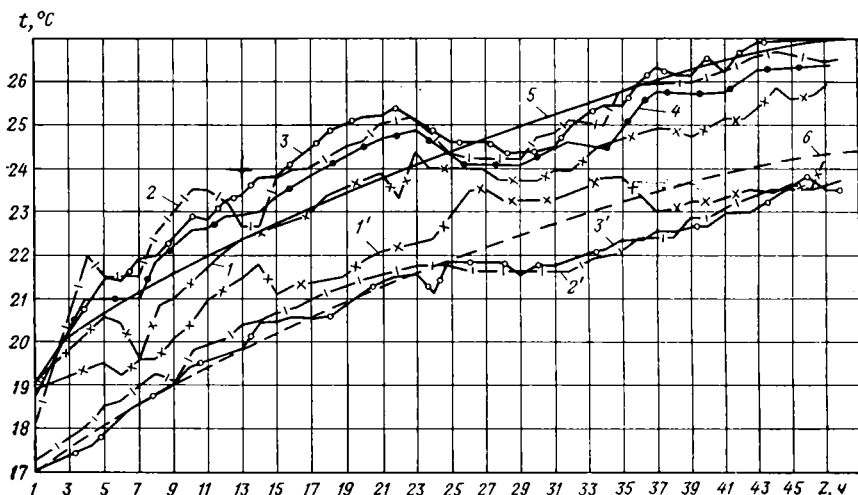


Рис. 17.V. График изменения температуры t воздуха и стенок тоннеля во времени z по замерам в точках, указанных на рис. 15.V:

1, 2, 3 — изменение температуры воздуха в точках 1, 2, 3; 1', 2', 3' — изменение температуры внутренних стенок тубингового тоннеля в точках 1', 2', 3'; 4 — изменение средней температуры воздуха по замерам; 5, 6 — расчетные кривые температуры воздуха и стенок тоннеля соответственно

Место замера						
	0	1	2	3	4	5
Температура воздуха в точке 1 на уровне 4,15 м от головки рельсов, °C	14,2	14,2	14,5	14,6	15,0	15,4
Температура воздуха в точке 2 на уровне 1,85 м от головки рельсов, °C	15,0	15,0	14,8	15,0	15,0	15,0
Температура воздуха в точке 3 на уровне 3 м от головки рельсов, °C	14,2	14,0	14,2	15,0	14,6	15,6
Температура воздуха в точке 4 на уровне 1,85 м от головки рельсов, °C	15,0	14,8	14,8	15,0	15,2	15,6
Температура воздуха в точке 5 на уровне 0,5 м от головки рельсов, °C	16,2	15,8	16,5	16,5	16,2	16,8
Средняя температура воздуха по пяти точкам, °C	14,9	14,8	14,9	15,2	15,2	15,5
Температура стенки в точке 2' на уровне 1,85 м от головки рельсов, °C	12,2	12,3	12,4	12,6	12,8	13,0
Разница между средней температурой воздуха $t'_{в1}$ и температурой $t'_{с1}$ стенки, °C	2,7	2,5	2,5	2,6	2,4	2,5

стенки — в точке 2' (см. рис. 16.V). При втором испытании температура воздуха измерялась по трем постам, по длине тоннеля и в трех его сечениях (точки 1, 2, 3 в каждом сечении), а температура стенки — в точках 1', 2' и 3' (см. рис. 17.V). Результаты измерений температуры воздуха и стенки тоннеля при первом испытании приведены в табл. 8.V. По расчетным и экспериментальным данным построены графики изменения температуры воздуха и стенки тоннеля, (см. рис. 16.V и 17.V). Сопоставление расчетных и экспериментальных данных показывает их удовлетворительную сходимость.

Коэффициент, учитывающий влияние шероховатости ϵ_c для металлических тубинговых тоннелей, определялся следующим образом.

В соответствии с уравнением (4.V) коэффициент тепловосприятности в тоннеле

$$\alpha = \alpha_k = \frac{q}{t_{в1} - t_{с1}}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}. \quad (91a.V)$$

По данным первого испытания $q = \text{const} = 28 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$, в соответствии с табл. 8.V за время испытания $t'_{в1} - t'_c = 2,9^\circ \text{C}$. Тогда

$$\alpha = 28/2,9 = 9,7 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}.$$

Т а б л и ц а 8.V

Время замеров, ч													
6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
15,6	16,0	16,0	16,2	16,2	16,6	17,0	16,9	17,0	17,4	17,6	17,8	17,8	18,0
15,6	15,7	16,0	15,6	16,6	16,2	16,5	17,0	16,8	16,6	16,6	16,8	17,4	17,4
16,0	15,4	15,4	16,0	16,8	16,8	17,8	18,0	18,0	18,4	18,6	19,0	19,0	19,2
16,0	16,4	15,3	16,5	17,2	17,0	17,4	17,4	17,8	17,6	18,0	18,0	18,0	18,6
17,2	17,0	17,2	17,2	18,0	18,3	18,4	18,8	19,2	19,4	19,4	20,0	19,4	19,0
16,0	16,1	16,0	16,3	16,9	17,0	17,4	17,7	17,8	17,9	18,1	18,3	18,3	18,3
13,1	13,3	13,6	13,8	14,0	14,1	14,2	14,4	14,5	14,7	14,8	15,0	15,1	15,3
3,1	2,8	2,4	2,5	2,9	2,9	3,2	3,3	3,3	3,2	3,3	3,3	3,2	3,0

Для тьюбингового чугунного тоннеля внутренним диаметром 5,6 м и эквивалентным диаметром 5,2 м при скорости движения воздуха у точки замера температуры стенки $v_{cp} = 1,4$ м/с из формулы (61.V) найдем

$$\varepsilon_c = \frac{\alpha d^{0,2}}{2,64 (\gamma_{в0} v_0)^{0,8}} = \frac{9,7 \cdot 5,2^{0,2}}{2,64 (1,2 \cdot 1,4)^{0,8}} = 3,4.$$

§ 12. Сопоставление выведенных формул и разработанной методики с формулами, известными по литературным данным

В технической литературе известны следующие формулы для определения теплопередачи в грунт при постоянном теплотокке $q = \text{const}$ и нестационарном тепловом режиме:

формула проф. О. Е. Власова [4] (для цилиндрической поверхности)

$$q = \frac{t''_{в1} - t_{гр}}{\frac{1}{\alpha} + \frac{1}{\lambda \left(\frac{1}{R} + \frac{1}{\sqrt{az}} \right)}}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}; \quad (92.V)$$

формула Ниссоле [33] (для плоской стенки)

$$q = \frac{t''_{в1} - t_{гр}}{\frac{1}{\alpha} + \frac{1,13 \sqrt{az}}{\lambda}}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}; \quad (93.V)$$

формула Б. А. Казанцева [43] (для плоской стенки)

$$q = \frac{t''_{в1} - t_{гр}}{\frac{1}{\alpha} + \sqrt{\frac{z}{\lambda \gamma c}}}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}; \quad (94.V)$$

формула Ю. И. Кулжинского [44]

$$q = \frac{t''_{в1} - t_{гр}}{\frac{1}{\alpha} + \frac{1,13}{\beta} \sqrt{\frac{z}{\lambda \gamma c}}}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}, \quad (95.V)$$

где β — формфактор, зависящий от формы выработки ($\beta = 1$ — для безграничной плоской стенки; $\beta = 1 + \sqrt{az}/R$ — для сферической выработки; $\beta = 1 + 0,38 (\sqrt{az}/R)$ — для цилиндрической выработки большой протяженности; $\beta = 1 + 3,54 \sqrt{\frac{az}{F}}$ — для выработки в форме параллелепипеда; $\beta = 1 + 0,76 \frac{\pi \sqrt{az}}{\Pi}$ — для прямоугольной выработки большой протяженности).

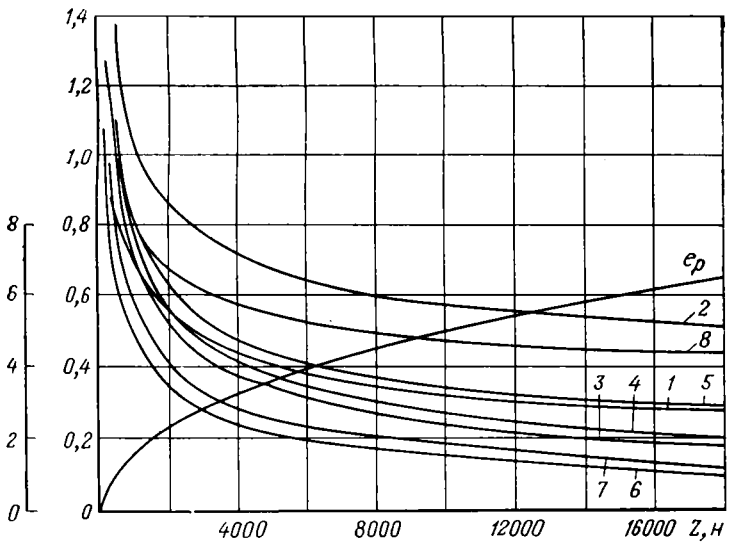
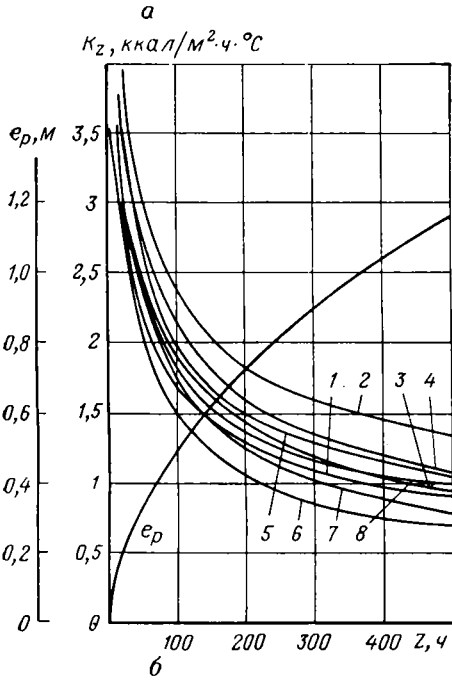


Рис. 18.V. График зависимостей $K_z = f(z)$ и $e_p = f(z)$ при $q = \text{const}$, $d_n = 6$ м, теплофизических свойств грунта; $\lambda = 1$ ккал/м·ч·градус; $c = 0,3$ ккал/кг; $\gamma = 2470$ кг/м³, обделка тоннеля — чугунной тубинговой, построенные последующим формулам разных авторов:
 1 — (44.V); 2 — (92.V); 3 — (93.V); 4 — (94.V); 5 — (95.V); 6 — (96.V); 7 — (97.V);
 8 — (98.V); e_p — (53.V)

Формула К. Д. Смирнова * (для плоской стенки)

$$q = \frac{\lambda (t_{в1}'' - t_{гр})}{\sqrt{\lambda \alpha z}}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}; \quad (96.V)$$

Формула М. Рубинэ [39] (для плоской стенки)

$$q = \frac{\lambda (t_{с1}'' - t_{гр}) \sqrt{\pi}}{2 \sqrt{\alpha z}}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}; \quad (97.V)$$

Формула А. Н. Щербаня, О. А. Кремнева и В. Я. Журавленко [66] для криволинейной поверхности стен (рекомендуется для шахтных выработок, проветриваемых от 1 года до 10 лет)

$$q = \frac{t_{в1}'' - t_{гр}}{1 + \frac{\lambda}{2\alpha R_r}} \left[\frac{\lambda}{2R_r} + \frac{b}{2\sqrt{z} \left(1 + \frac{\lambda}{2\alpha R_r}\right)} \right], \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}, \quad (98.V)$$

$$b = 2 \sqrt{\frac{\lambda c \gamma}{\pi}}, \text{ ккал/ч}^{0.5} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{°С}. \quad (99.V)$$

где R_r — приведенный (эквивалентный) гидравлический радиус [(для формул (92.V)–(98.V) $R_r = F/\Pi$; для формулы (95.V) $R_r = \Pi/2\pi$], м.

Допустимость принятого значения R_r в формуле (95.V) вызывает сомнение, так как в этом случае отсутствует связь между объемом и поверхностью тела (см. § 6 данной главы и работы [28] и [35]).

Для наглядного сравнения этих формул между собой и методикой, описываемой в § 4 данной главы построены графики (рис. 18.V).

При подсчетах во всех формулах приняты следующие значения величин: $d_n = 6$ м, $\lambda = 1$ ккал/м·ч·°С, $c = 0,3$ ккал/кг; $\gamma = 2470$ кг/м³, $\alpha = 10$ ккал/м·ч·°С.

* К. Д. С м и р н о в. Теплоснабжение и вентиляция гидроэлектростанции. М., Госстройиздат, 1953.

Глава VI **Определение воздухообмена в путевых тоннелях метрополитенов**

§ 1. Выявление вредности, по которой необходимо определять воздухообмен

Рассмотрение глав III и IV показывает следующее. Как правило, наибольший воздухообмен основной тоннельной вентиляции требуется для ассимиляции тепла, а иногда одновременно тепла и влаги, выделяемых в тоннелях. Основным источником тепловыделений при современной конструкции вагонов метрополитена является энергия, затрачиваемая на движение подвижного состава (см. табл. 8. IV). Совершенствование конструкции подвижного состава в направлении снижения энергопотребления и устройства рекуперации энергии может значительно сократить тепловыделения.

Реализация этого, а также прокладка в отдельных случаях линий метрополитена в грунтах с высокой теплопроводностью ($a = \frac{\lambda}{\gamma C} \geq 30 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{ч}$) могут привести к резкому снижению величины $Q_{\text{изб}}$ и, как следствие, к тому, что даже и при большой условной интенсивности движения тепловыделения окажутся нелимитирующей вредностью. В таких случаях воздухообмен необходимо проверить на ассимиляцию влаговыведения с обеспечением поддержания в тоннелях заданных параметров воздуха, на возможные газовыделения из грунтов (количество газовыделений должно быть подтверждено данными изысканий, проверенными при проходке тоннелей), а также на обеспечение подачи наружного воздуха (не менее $50 \text{ м}^3/\text{ч}$ на каждого человека, находящегося в метрополитене в часы пик). В соответствии с § 8 главы III наибольшее количество воздуха, полученное в результате проверки по этим факторам, принимается за расчетную величину воздухообмена. На основании опыта проектирования и эксплуатации метрополитенов минимальная кратность

воздухообмена по наружному воздуху на 1 м трассы (два пути) должна быть

$$\kappa = \frac{L}{V} \geq 3,$$

где L — количество подаваемого наружного воздуха, м³/ч; V — внутренний объем воздуха тоннелей, м³.

§ 2. Определение количества воздуха по теплоизбыткам и влаговыделению для вентиляции тоннелей

Величина необходимого воздухообмена в тоннелях определяется количеством тепла и вредностей, которые должен ассимилировать воздух, а также условиями его движения в тоннелях и принятой системой вентиляции. Вследствие поршневого действия движущихся поездов в тоннелях возникают воздушные потоки. В однопутных перегонных тоннелях или двухпутных, разделенных между путями сплошной стенкой, воздушные потоки направлены в сторону движения поездов. В двухпутных тоннелях, не разделенных между путями стенкой, воздушные потоки каждого пути не имеют явно выраженной направленности вследствие свободного перемешивания их между собой.

Воздушные потоки в тоннелях можно разделить на вентиляционные потоки атмосферного воздуха $G_{\text{вент}}$ и циркуляционные потоки $G_{\text{ц}}$ внутреннего воздуха. Последние возникают от поршневого действия поездов. Как отмечалось в главе III, вентиляционные потоки атмосферного воздуха $G_{\text{вент}}$ возникают при сообщении тоннеля с поверхностью от действия гравитационных сил (естественная вентиляция) и работы вентиляторов (вентиляция с искусственным побуждением). Циркуляционные потоки $G_{\text{ц}}$ возникают от поршневого действия поездов и в количественном отношении зависят от характеристики поездов и характера их движения (от размеров и количества вагонов в поезде, частоты и скорости движения поездов), аэродинамической характеристики поездов и тоннелей, а также от величины вентиляционного потока. Вентиляционные и циркуляционные потоки воздуха являются средой, ассимилирующей вредности, выделяемые в тоннелях.

Методика количественного определения воздухообмена одинакова для любой вредности, которая в той или иной степени может загрязнять воздух тоннелей. Приведенные ниже формулы воздухообмена выведены автором для ассимиляции тепло- и влаговыделений. В основу выводов положено упрощающее предположение о мгновенном достижении в воздухе расчетной концентрации вредностей (тепло, влаго-, газо- и пылесодержания), т. е. о стационарном во времени процессе. Практически это достигается через 1—3 ч после включения вентиляции при стабильном выделении вредностей в тоннелях метрополитена и обычно принима-

емых кратностях воздухообмена, равных 3—8. Тепло, выделяемое в тоннелях, в теплый период года (когда температура воздуха в тоннелях выше температуры грунта) частично поступает в грунт, а частично ассимилируется вентиляционным воздухом. В холодный период года температура наружного вентиляционного воздуха, поступающего в тоннели, ниже температуры грунта, окружающего тоннели, поэтому происходит охлаждение грунта и вентиляционный воздух ассимилирует тепло, выделяемое в тоннелях, а также тепло, поступающее из охлаждаемого грунта. То количество тепла, которое ассимилируется вентиляционным воздухом, называется теплоизбытками. Они частично идут на испарение влаги, выделяющейся в тоннелях, тем самым уменьшая явное тепло, ассимилированное воздухом при сохранении неизменным общего теплосодержания (энтальпии) воздуха. Количество теплоизбытков на расчетном участке трассы (между осями двух смежных станций) составляет:

для теплого периода года

$$Q_{\text{изб.}} = \sum_{i=1}^n Q_{\text{ср. z}} - Q_{\text{гр.}}, \text{ ккал/ч}; \quad (1.VI)$$

для холодного периода года

$$Q_{\text{изб. x}} = \psi_x \sum_{i=1}^n Q_{\text{ср. z}} + Q_{\text{гр. x}}, \text{ ккал/ч}, \quad (1a.VI)$$

где $Q_{\text{ср. z}}$ — суммарное среднее количество тепловыделений на расчетном участке трассы, определяемое по методике, изложенной в главе IV; $Q_{\text{гр.}}$ и $Q_{\text{гр. x}}$ — количество тепла, соответственно поступающего в грунт и из грунта в воздух тоннеля, определяемое по методике, изложенной в главе V; ψ_x — коэффициент, учитывающий снижение теплоизбытков на расчетном участке трассы в холодное время года (вследствие охлаждения воздуха тоннеля составами поездов, входящих в тоннели охлажденными с поверхностных участков трассы, и входящими на станциях охлажденными пассажирами, $\psi_x = 0,93 \div 0,99$).

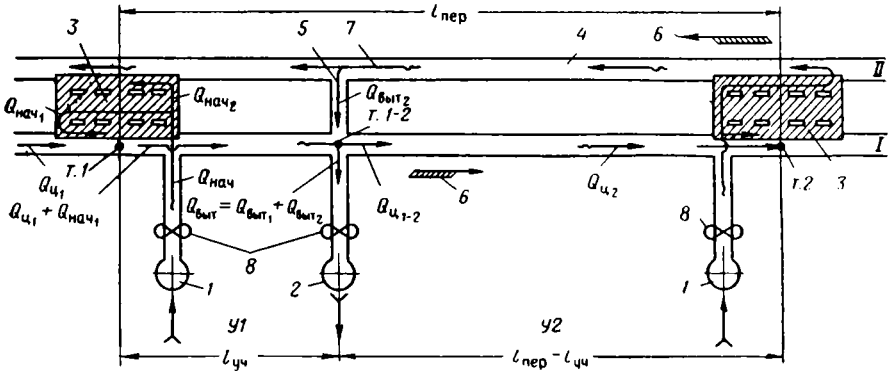
Вентиляционный воздухообмен определяется для теплого и холодного периодов года. Для этого можно использовать уравнение теплового баланса на расчетном участке трассы.

Рассмотрим для теплого периода года тепловой баланс тоннеля, изолированного от второго, для наиболее распространенной в отечественном метростроении системы вентиляции № 2 (рис. 1.VI), при которой перегонные тоннели соединяются между собой через вентиляционную сбойку. Воздух в теплое время года подается в тоннели снаружи через станционные вентиляционные шахты или наклонные тоннели эскалаторов и извлекается на поверхность через перегонные шахты.

Обозначим длину расчетного участка трассы между осями двух смежных станций через $l_{\text{пер}}$. Нумерацию участков принимаем

по направлению движения воздуха и поезда по I пути тоннелей. Расстояние от оси одной станции до оси перегонной вентиляционной шахты, т. е. длину 1-го участка обозначим через $l_{уч}$, а расстояние от оси другой станции до оси перегонной вентиляционной шахты — через $l_{пер} - l_{уч}$ (2-й участок). Тогда

а



б

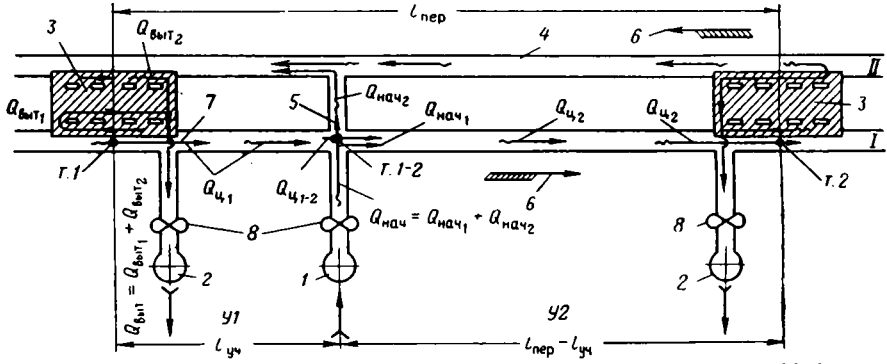


Рис. 1.VI. Расчетные схемы системы реверсивной вентиляции № 2 для режима работы в теплый (а) и холодный (б) периоды года:

1 — вентиляционная шахта, работающая на приток; 2 — вентиляционная шахта, работающая на вытяжку; 3 — станция; 4 — перегонные тоннели; 5 — вентиляционная сбойка; 6 — направление движения поездов; 7 — направление потоков воздуха; 8 — вентилятор; I, II — соответственно первый и второй пути; У1 — 1-й участок; У2 — 2-й участок

относительная длина 1-го и 2-го участков будет $l_{уч}/l_{пер}$ и $1 - (l_{уч}/l_{пер})$ соответственно.

Конечное теплосодержание воздуха $I_{кон}$ для всех расчетных участков принимаем одинаковым, т. е.

$$I_{кон 1} = I_{кон 2} = \dots = I_{кон n}.$$

Тепловой баланс 1-го участка

$$\underbrace{Q_{ц1} + Q_{нач}}_{\text{поступление тепла}} + \underbrace{\frac{Q_{изб}}{2} \frac{l_{уч}}{l_{пер}}}_{\text{поступление тепла}} = \underbrace{Q_{выт} + Q_{ц1-2}}_{\text{уход тепла}} \quad (2.VI)$$

Тепловой баланс 2-го участка

$$\underbrace{Q_{ц\ 1-2} + \frac{Q_{изб}}{2} \left(1 - \frac{l_{уч}}{l_{пер}}\right)}_{\text{поступление тепла}} = \underbrace{Q_{ц2}}_{\text{уход тепла}} \quad (3.VI)$$

На основании наблюдений за воздушными потоками в тоннелях метрополитена и испытаний, выполненных Метрогипротрансом совместно со службой сантехники Московского метрополитена при участии автора (см. § 9 главы VI), можно принять с допустимой для практики точностью, что циркуляционные потоки воздуха на 1-м и 2-м участках близки между собой ($G_{ц\ 1} \approx G_{ц\ 2} = G_{ц}$), а общее количество воздуха, движущегося на каждом участке, равно алгебраической сумме циркуляционных и вентиляционных потоков.

На 1-м участке

$$G_{общ} \approx G_{ц} + G_{вент.}$$

На 2-м участке

$$G_{общ} = G_{ц}.$$

В приведенных выше формулах $Q_{ц\ 1} = G_{ц} I_{кон}$ — количество тепла, вносимого по одному пути циркуляционными потоками воздуха с предыдущего расчетного участка на 1-й участок до смешения с наружными потоками воздуха, подаваемыми на станцию, ккал/ч; $G_{ц}$ — средние постоянно действующие при движении поездов циркуляционные потоки воздуха по одному пути, кг/ч; $I_{кон}$ — конечное теплосодержание воздуха, поступающего с предыдущего участка на 1-й участок и со 2-го участка на следующий, ккал/кг; $Q_{нач. 1} = G_{вент. 1} I_{нач}$ — количество тепла, вносимого в тоннель с наружным (атмосферным) вентиляционным воздухом на 1-й или 2-й участок I пути тоннелей, ккал/ч; $Q_{нач. 2} = G_{вент. 2} I_{нач}$ — то же, II пути, ккал/ч; $G_{вент. 1}$ — количество наружного атмосферного воздуха для вентиляции I пути тоннелей, кг/ч; $G_{вент. 2}$ — то же, II пути, кг/ч; $I_{нач}$ — начальное теплосодержание вентиляционного атмосферного воздуха, ккал/кг; $Q_{выт. 1} = G_{вент. 1} I_{1-2}$ — количество тепла, ассимилированного и удаленного наружу с участков 1 или 2 I пути вытяжным вентиляционным воздухом, ккал/ч; $Q_{выт. 2} = G_{вент. 2} I_{1-2}$ и $Q_{выт. 2} = G_{вент. 2} \times I_2$ — то же II пути, ккал/кг; I_{1-2} — теплосодержание вытяжного вентиляционного воздуха до смешивания с приточным на границе между 1-м и 2-м участками, ккал/кг; I_2 — то же в конце 2-го участка, ккал/кг; $Q_{ц\ 1-2} = G_{ц} I_{1-2}$ — количество тепла, ассимилированного циркуляционным потоком воздуха и переносимого с 1-го участка на 2-й участок для одного пути, ккал/ч; $Q_{ц\ 2} = G_{ц} I_{кон}$ — количество тепла, уносимого циркуляционными потоками воздуха со 2-го участка для одного пути, ккал/ч; $Q_{изб}/2$ — теплоизбытки в тоннелях, приходящиеся на один путь тоннеля расчетного участка трассы, ккал/ч.

Подставляя известные величины, получим:
для 1-го участка

$$G_{ц}I_{кон} + G_{вент I}I_{нач} + \frac{Q_{изб}}{2} \frac{l_{уч}}{l_{пер}} = G_{вент I}I_{1-2} + G_{ц}I_{1-2}; \quad (4.VI)$$

для 2-го участка

$$G_{ц}I_{1-2} + \frac{Q_{изб}}{2} \left(1 - \frac{l_{уч}}{l_{пер}}\right) = G_{ц}I_{кон}. \quad (5.VI)$$

Преобразовывая последние формулы относительно I_{1-2} и приравнявая их между собой с последующим преобразованием относительно $G_{вент I}$, найдем необходимое количество наружного воздуха (которое нужно подать в тоннели) для вентиляции одного пути

$$G_{вент I} = \frac{Q_{изб}}{2(I_{кон} - I_{нач}) - \frac{Q_{изб}}{G_{ц}} \left(1 - \frac{l_{уч}}{l_{пер}}\right)}, \text{ кг/ч.} \quad (6.VI)$$

Для вентиляции первого и второго путей $G_{вент} = G_{вент I} + G_{вент II}$, т. е. для всего расчетного участка $l_{пер}$ (между осями двух смежных станций)

$$G_{вент} = \frac{Q_{изб}}{2(I_{кон} - I_{нач}) - \frac{Q_{изб}}{G_{ц}} \left(1 - \frac{l_{уч}}{l_{пер}}\right)} + \frac{Q_{изб}}{2(I_{кон} - I_{нач}) - \frac{Q_{изб}}{G_{ц}} \frac{l_{уч}}{l_{пер}}}, \text{ кг/ч.} \quad (7.VI)$$

При расположении вентиляционной перегонной шахты в середине перегона, т. е. при $l_{уч} = 0,5 l_{пер}$, формула (7.VI) значительно упростится и примет вид

$$G_{вент} = \frac{Q_{изб}}{(I_{кон} - I_{нач}) - \frac{Q_{изб}}{4G_{ц}}}, \text{ кг/ч.} \quad (8.VI)$$

Учитывая простоту формулы (8.VI), ею можно пользоваться при $l_{уч} = 0,4 l_{пер} \div 0,6 l_{пер}$. При этом ошибка в определении $G_{вент}$ не превышает $\pm 5\%$.

При определении воздухообмена по вышеприведенным формулам значение $\Delta I = I_{кон} - I_{нач}$ рекомендуется принимать по приложению 5*, в котором даны исходные расчетные климатологические данные для некоторых городов Советского Союза.

В теплый период года циркуляционные потоки воздуха, выталкиваемые поездами на станцию с двух противоположных пере-

* Однако величина $I_{кон}$ должна ограничиваться соответствующим ему значением $t_{кон}$, которое из условия эксплуатации электротехнических установок для всех климатических районов не должно превышать $+35^{\circ}C$.

гонных тоннелей в количестве $G_{ц I}$ и $G_{ц II}$ с теплосодержанием $I_{кон}$, будут смешиваться с вентиляционным воздухом, подаваемым снаружи на станцию в количестве $G_{вент}$ с теплосодержанием $I_{нач}$. Теплосодержание смешанного воздуха на станции $I_{ст. теп}$ должно проверяться по формуле

$$I_{ст. теп} = \frac{I_{нач} G_{вент} + I_{кон} (G_{ц I} + G_{ц II})}{G_{вент} + G_{ц I} + G_{ц II}}, \text{ ккал/кг.} \quad (9.VI)$$

Оно не должно быть больше теплосодержания, которое соответствует рекомендуемой приложением 5 температуре воздуха на станции. Максимально допустимое теплосодержание воздуха на станции находится по диаграмме $I - d$ на луче процесса ассимиляции тепла и влаги в тоннеле по заданной температуре (см. § 4 главы VI). В формуле (9.VI) значение $I_{кон}$ следует принимать аналогично формулам, по которым определяется $G_{вент}$. В случае несовпадения значения $I_{ст. теп}$ с рекомендуемым следует изменить принятое первоначально значение $I_{кон}$, пересчитать величину $G_{вент}$ до получения удовлетворительного результата по формуле (9.VI).

Формулы (6.VI), (7.VI) и (8.VI) действительны при

$$0 < \frac{l_{уч}}{l_{пер}} \leq 1; \quad 2(I_{кон} - I_{нач}) > \frac{Q_{изб}}{G_{ц}} \left(1 - \frac{l_{уч}}{l_{пер}}\right);$$

$$2(I_{кон} - I_{нач}) > \frac{Q_{изб}}{G_{ц}} \frac{l_{уч}}{l_{пер}},$$

что соответствует всем случаям, встречающимся в практических расчетах.

В холодный период года при реверсивной системе вентиляции № 2, изображенной на рис. 1, б.VI, наружный воздух подается в тоннели через перегонные вентиляционные шахты и извлекается на поверхность через станционные, в связи с чем вентиляционный воздухообмен определится аналогично предыдущему из теплового баланса.

Тепловой баланс 1-го участка первого пути

$$Q_{ц1} + \frac{Q_{изб. х}}{2} \frac{l_{уч}}{l_{пер}} = Q_{ц1-2}. \quad (10.VI)$$

Тепловой баланс 2-го участка второго пути

$$Q_{ц1-2} + Q_{нач1} + \frac{Q_{изб. х}}{2} \left(1 - \frac{l_{уч}}{l_{пер}}\right) = Q_{выт1} + Q_{ц2}. \quad (11.VI)$$

Подставляя известные величины, получим для 1-го участка первого пути

$$G_{ц} I_{кон} + \frac{Q_{изб. х}}{2} \frac{l_{уч}}{l_{пер}} = G_{ц} I_{1-2}. \quad (12.VI)$$

Также для 2-го участка

$$G_{\text{ц}}I_{1-2} + G_{\text{вент I}}I_{\text{нач}} + \frac{Q_{\text{изб. х}}}{2} \left(1 - \frac{l_{\text{уч}}}{l_{\text{пер}}}\right) = G_{\text{вент I}}I_{\text{кон}} + G_{\text{ц}}I_{\text{кон}}. \quad (13.VI)$$

Приравнивая между собой I_{1-2} в уравнениях (12.VI) и (13.VI) с последующим преобразованием относительно $G_{\text{вент I}}$ и удваивая $G_{\text{вент I}}$, получим значение необходимого количества наружного воздуха для вентиляции всего перегона длиной $l_{\text{пер}}$ (на два пути $G_{\text{вент}} = G_{\text{вент I}} + G_{\text{вент II}}$) в холодный период года

$$G_{\text{вент}} = \frac{Q_{\text{изб. х}}}{I_{\text{кон}} - I_{\text{нач}}}, \text{ кг/ч.} \quad (14.VI)$$

При применении нереверсивной системы вентиляции № 2 воздухообмен для холодного и теплого периодов года определяется по формуле (7.VI). Затем он проверяется по формуле (9.VI). В качестве расчетного принимается наибольшее его значение.

Анализ формул (6.VI), (7.VI) и (8.VI) показывает, что:

увеличение длины участка $l_{\text{уч}}$ приводит к росту расхода воздуха для вентиляции одного пути и уменьшению расхода воздуха для вентиляции второго пути;

минимальное количество воздуха для вентиляции одного пути при независимой вентиляции каждого пути требуется при $l_{\text{уч}} = l_{\text{пер}}$, а при совместной вентиляции двух путей, соединенных между собой вентиляционной сбойкой, минимальное количество воздуха будет при $l_{\text{уч}} = 0,5 l_{\text{пер}}$;

с увеличением длины участка $l_{\text{уч}}$ при сохранении неизменными значений $Q_{\text{изб}}/l$, $G_{\text{ц}}$ и ΔI растет величина $G_{\text{вент}}$ и уменьшается значение $I_{\text{ст. теп}}$;

с увеличением длины перегона $l_{\text{пер}}$ при сохранении неизменными значений $Q_{\text{изб}}/l$, $G_{\text{ц}}$, $l_{\text{уч}}/l_{\text{пер}}$ и $I_{\text{ст. теп}}$ уменьшается величина $G_{\text{вент}}$ и растут значения $I_{\text{кон}}$ и ΔI ;

с увеличением циркуляционных потоков $G_{\text{ц}}$ уменьшается количество воздуха для вентиляции тоннелей $G_{\text{вент}}$, а с увеличением значения $Q_{\text{изб}}$ растет количество воздуха для вентиляции;

присоединять к перегонным тоннелям вытяжную шахту, расположенную сбоку трассы, рекомендуется с того пути и ближе к той станции, от которой поступает пригодный воздух на данный путь, что вызывается необходимостью обеспечить меньшее аэродинамическое сопротивление для прохода большего количества воздуха;

перегонную шахту наиболее рационально располагать в междупутье с установкой регулируемых жалюзи с каждого пути или с самостоятельным подводом воздуха от шахты через штольную к каждому пути при установке регулируемых жалюзи для случая расположения шахты сбоку трассы; одного последнее решение значительно увеличивает капитальные затраты по сравнению с предыдущими и мало применяется на практике.

Формулы (6.VI) и (7.VI) применимы также и для схем вентиляции № 3 и 7 при условии увеличения длины перегона $l_{\text{пер}}$ до трех станций или трех шахт. Если принять $l_{\text{уч}} = l_{\text{пер}}$, что соответствует расположению вытяжной шахты в конце расчетного участка, то формула (6.VI) примет вид

$$G_{\text{вент}} = \frac{Q_{\text{изб}}}{2(I_{\text{кон}} - I_{\text{нач}})}, \text{ кг/ч}, \quad (14a.VI)$$

При расположении на каждом пути расчетного участка в конце его по вытяжной шахте формула (14a.VI) примет вид

$$G_{\text{вент}} = \frac{Q_{\text{изб}}}{I_{\text{кон}} - I_{\text{нач}}}, \text{ кг/ч}. \quad (14б.VI)$$

Формула (14б.VI) соответствует условиям вентиляции всего расчетного участка трассы в холодный период года (см. выше).

Аналогично, если в формуле (7.VI) принять в первом слагаемом $l_{\text{уч}} = l_{\text{пер}}$, то во втором слагаемом $l_{\text{уч}} = 0$ и формула также примет вид формулы (14a.VI). Так как формулы (14a.VI) и (14б.VI) отвечают условиям расположения вытяжных шахт в конце расчетных участков, то они применимы для систем вентиляции № 4, 5, 6 и 8, показанных на рис. 4.III—9.III.

Вышеприведенные формулы предназначены для определения весового количества как вентиляционного, так и циркуляционного потоков воздуха. Связь между весовым G и объемным L количествами воздуха выражается в виде

$$L = \frac{G}{\gamma_{\text{во}}}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (15.VI)$$

где $\gamma_{\text{во}}$ — плотность воздуха при данной температуре и барометрическом давлении, кг/м^3 .

Как видно из формулы (14.VI), работа системы реверсивной вентиляции № 2 в холодный период года не зависит ни от положения вентиляционной шахты на трассе, ни от величины циркуляционных потоков воздуха. Это объясняется тем, что в холодный период года весь вентиляционный воздух участвует в ассимиляции тепла, выделяемого на расчетном участке трассы, так как вытяжная шахта (в данном режиме станционная) расположена в конце расчетного участка, что приводит к снижению расхода наружного воздуха по сравнению с расходом воздуха при работе станционной шахты в режиме приточной, а перегонной шахты в режиме вытяжной в теплый период года. Поэтому в холодный период года целесообразно использовать перегонную шахту как приточную, что соответствует реверсивной схеме вентиляции. Учитывая, что при системах вентиляции № 3 и 7 перегоны имеют большую длину $l_{\text{пер}}$, вызывающую увеличение расхода вентиляционного воздуха, эти системы вентиляции следует применять при $Q_{\text{изб}}/l < < 400 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч}$, что соответствует, как правило, частоте движения в часы «пик» менее 24 пар поездов в час, или как выше было

отмечено (см. § 2 главы III) — при неограниченной частоте движения, но при расстоянии между станциями не более 1000 м.

В туннелях, где в разделительной перегородке между противоположными путями расположены проемы большого сечения или вместо перегородки расположены колонны (что соответствует также и системе вентиляции № 1), по всей длине туннеля при движении поездов происходит активное перемешивание воздуха, двигающегося по обоим туннелям. Поэтому параметры воздуха по всей трассе в таких туннелях будут средними между параметрами приточного и вытяжного вентиляционного воздуха, а вентиляционный воздухообмен на расчетном участке трассы, определенный на основании теплового баланса для теплого и холодного периодов года, будет определяться по формуле (14.VI).

Анализ показывает, что системы вентиляции № 2, 3 и 7 в теплый период года требуют всегда большего вентиляционного воздухообмена по сравнению с другими системами. Это происходит из-за конструктивной особенности систем № 2, 3 и 7, при которых вентиляционный воздух используется не полностью. Однако конструктивная простота, минимальные капитальные затраты, возможность использования для вентиляции стволов шахт, сооружаемых для строительства туннелей, а также надежность в эксплуатации (особенно в метрополитенах глубокого заложения) оправдывают применение системы вентиляции № 2 главным образом на перегонах, у которых $l_{\text{пер}} < 2200$ м, а для перегонов с тремя и более перегонными шахтами (средняя шахта работает как станционная на приток в теплый период года) и при $l_{\text{пер}} > 2200$ м.

Чтобы исключить прорыв холодного воздуха на станцию в холодный период года, а также не допустить в теплый период года чрезмерного увеличения расхода вентиляционного воздуха, перегонные шахты рекомендуется располагать на трассе, как правило, в середине перегона, т. е. $l_{\text{уч}} = 1/2 l_{\text{пер}}$, а как исключение, $l_{\text{уч}} = 1/3 l_{\text{пер}}$.

При расчетах по формулам (6.VI), (7.VI) и (8.VI) может оказаться, что:

$$2(I_{\text{кон}} - I_{\text{нач}}) < \frac{Q_{\text{изб}}}{G_{\text{ц}}} \left(1 - \frac{l_{\text{уч}}}{l_{\text{пер}}}\right);$$

$$2(I_{\text{кон}} - I_{\text{нач}}) < \frac{Q_{\text{изб}}}{Q_{\text{ц}}} \frac{l_{\text{уч}}}{l_{\text{пер}}}.$$

Это приведет к отрицательному значению знаменателей этих формул. В таких случаях необходимо увеличивать перепад $I_{\text{кон}} - I_{\text{нач}} = \Delta I$ и стремиться, чтобы $l_{\text{уч}}/l_{\text{пер}} \rightarrow 0,5$ для получения необходимого по величине положительного значения знаменателя.

Если в перегонных туннелях за станциями и перед станциями имеются сбойки или проемы в перегородке между противоположными путями, то необходимый расход вентиляционного воздуха в системе вентиляции № 2 несколько снижается. Это объясняется тем, что циркуляционные потоки воздуха $G_{\text{ц}}$, выталкиваемые

поездами на станцию, дополнительно охлаждаются за счет смешивания с поступающими через сбойку циркуляционными потоками воздуха с другого пути, имеющими за счет смеси с наружным воздухом теплосодержание ниже циркуляционных потоков, выталкиваемых на станцию. При сечении сбойки или проема

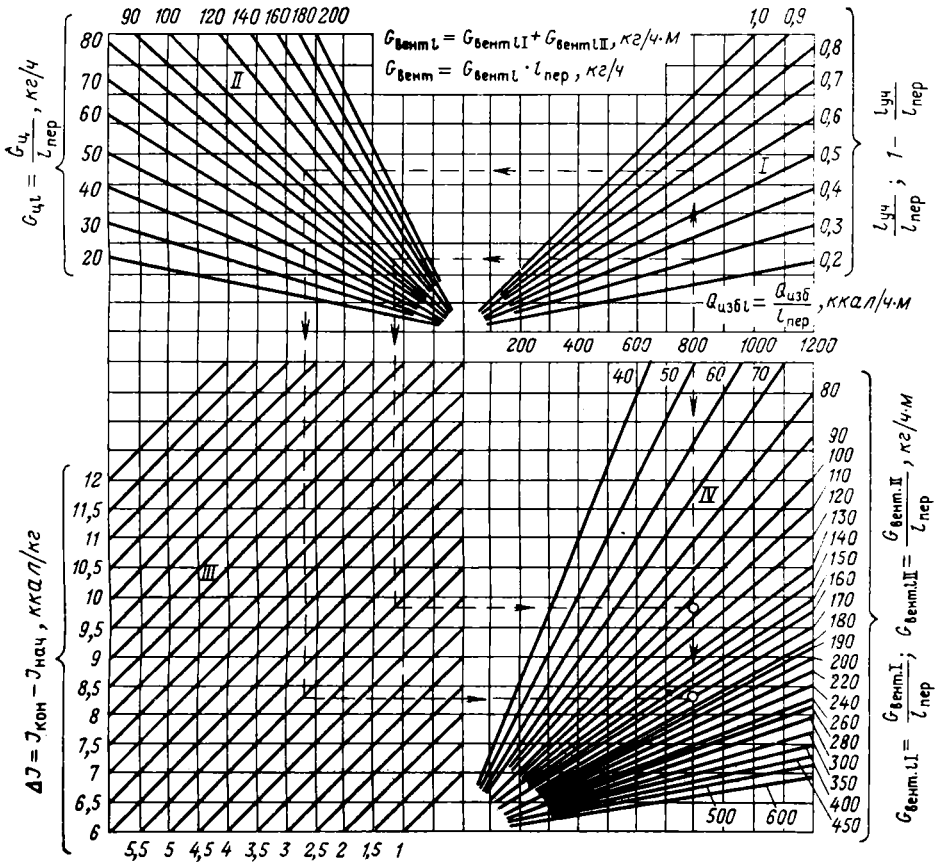


Рис. 2.VI. Номограмма для графического определения количества воздуха $G_{\text{вент}}$ для вентиляции двух путей между осями смежных станций, построенная по формуле (7.VI)

в перегородке между путями, не превышающем 100 м^2 , расход вентиляционного воздуха можно снизить до 7%. Однако такое снижение расхода воздуха практически находится в пределах точности расчета воздухообмена, поэтому оно не учитывается. В связи с этим методика определения воздухообмена при наличии сбойки между перегонными тоннелями или проема в междупутевой перегородке у станции в настоящей работе не приводится.

Из формулы (1.VI) следует, что $Q_{изб. х} \gg Q_{изб.}$. Поэтому при недостаточно большой разности $I_{кон} - I_{нач}$ в холодный период года может оказаться, что расчетный вентиляционный воздухообмен для холодного периода года будет больше, чем для теплого. Это может быть в метрополитенах, расположенных в южных

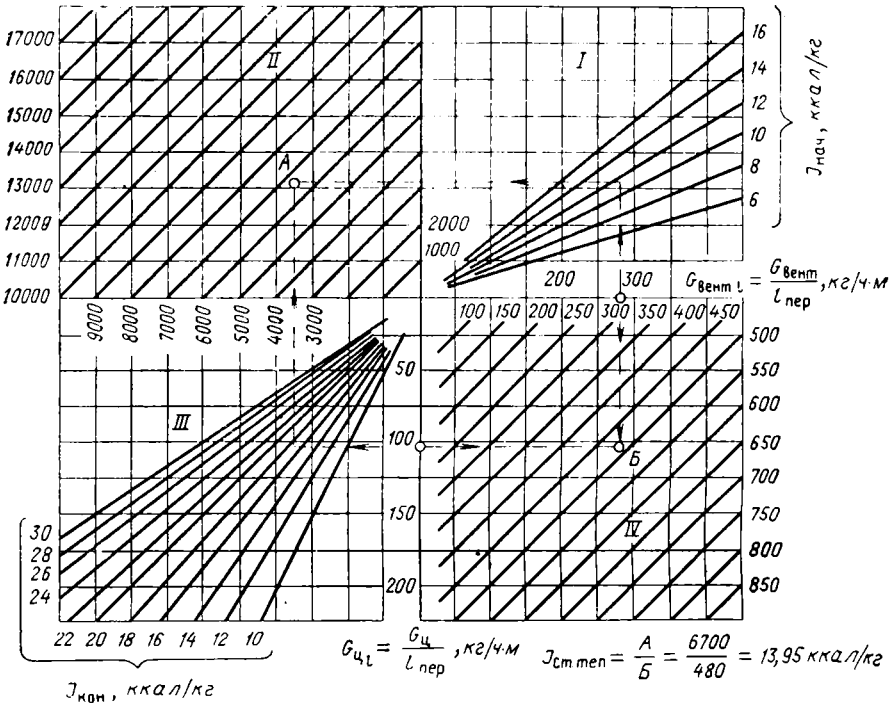


Рис. 3.VI. Номограмма для графического определения теплосодержания воздуха на станции $I_{ст. теп.}$, построенная по формуле (9.VI)

городах. В этом случае вентиляционное оборудование должно подбираться и располагаться исходя из требований воздухообмена холодного периода года.

На рис. 2.VI приведена номограмма для графического определения величины $G_{вент.}$. На номограмме теплоизбытки на расчетном участке трассы $Q_{изб.}$, циркуляционные потоки воздуха $G_{ц}$ и определяемый расход воздуха $G_{вент}$ для 1-го и 2-го участков расчетной схемы, на которые разделяются при расчете длина перегона $l_{пер}$ (см. рис. 1.VI), приведены к 1 м трассы, т. е.:

$$Q_{изб. l} = \frac{Q_{изб.}}{l}, \text{ ккал/ч} \cdot \text{м}; \quad G_{ц l} = \frac{G_{ц}}{l}, \text{ кг/ч} \cdot \text{м} \text{ и } G_{вент l} = \frac{G_{вент}}{l}, \text{ кг/ч} \cdot \text{м}.$$

После нахождения удельного вентиляционного расхода для каждого из участков определяется суммарный удельный расход воздуха

$$G_{вент l} = G_{вент l I} + G_{вент l II}, \text{ кг/ч} \cdot \text{м}; \quad (16.VI)$$

а расход воздуха для расчетного перегона длиной $l_{\text{пер}}$ определяем по формуле

$$G_{\text{вент}} = G_{\text{вент}} l, \text{ кг/ч.} \quad (17.VI)$$

Способ пользования номограммой заключается в следующем. Искомая величина $G_{\text{вент } I I}$ или $G_{\text{вент } I II}$ определяется по заданному $Q_{\text{изб } I}$ на оси абсцисс вправо. Проходя через I, II и III квадранты номограммы в IV квадрант, в точке пересечения пунктирной линии, проведенной из III квадранта, и вертикали, опущенной с оси $Q_{\text{изб } I}$, находим искомую величину (см. рис. 2.VI).

Результаты расчетов, выполненных по формуле (7.VI), можно проверить вместо формулы (9.VI) графически по номограмме (рис. 3.VI). Схема пользования номограммой показана пунктирной линией и стрелками. По заданным $G_{\text{вент } I} = G_{\text{вент } I I} + G_{\text{вент } I II}$ и $G_{\text{ц } I} = G_{\text{ц } I I} + G_{\text{ц } I II}$, нанесенным на номограмме соответственно по оси абсцисс вправо и оси ординат вниз, во II квадранте находим значение A , а в IV квадранте — значение B (см. рис. 3.VI). Величина $I_{\text{ст. теп}}$ определяется по формуле

$$I_{\text{ст. теп}} = \frac{A}{B}, \text{ ккал/кг.} \quad (18.VI)$$

Примеры расчета воздухообмена приведены в § 4 данной главы.

§ 3. Определение величины циркуляционных потоков воздуха в тоннелях в зависимости от поршневого действия движущихся поездов и результаты исследований процессов в натуральных условиях

Величину $G_{\text{ц}}$ в однопутных тоннелях можно определить по зависимости циркуляционных потоков воздуха в тоннелях от поршневого действия движущихся поездов со скоростью $v_{\text{п}}$ и относительной скорости набегающего на поезд встречного потока воздуха $v_{\text{т}}$, приведенной в работе Г. Н. Абрамовича [2]. В этой работе рассматривается относительное движение воздуха при предположении, что поезд неподвижен. При этом тоннельный воздух будет набегать на поезд с относительной скоростью

$$v_{\text{т}} = v_{\text{п}} - v_{\text{в}}, \text{ м/с или км/ч,} \quad (19.VI)$$

где $v_{\text{в}}$ — действительная (абсолютная) попутная поезду скорость движения циркуляционного потока воздуха в тоннеле, возникшая вследствие поршневого действия движущихся поездов, м/с или км/ч.

Двигаться воздух будет в зазоре между внешним очертанием поезда и внутренним очертанием тоннеля со скоростью

$$v_{\text{з}} = v_{\text{п}} - v_{\text{от}}, \text{ м/с или км/ч,} \quad (20.VI)$$

где $v_{от}$ — относительная скорость движения воздуха в зазоре, м/с или км/ч.

Исходя из уравнения неразрывности и подставляя соответствующие значения аэродинамических характеристик всех факторов, влияющих на движение воздуха в тоннеле от поршневого действия поездов, Г. Н. Абрамович получил формулу

$$\frac{v_{т}}{v_{п}} = \frac{1}{1 + \frac{1}{(1 - \alpha_{зап}) \sqrt{\epsilon_{т} \frac{F_{ист. т}}{F_{э}} \cdot \frac{1 - \alpha_{зап}}{1 - 0,004n_{в} \frac{S_{п}}{F_{э}}}}} } \quad (21.VI)$$

Выразив отношение $v_{т}/v_{в}$ через ω и преобразовав его относительно $v_{т}$, после подстановки в формулу (19.VI) получим значение абсолютной скорости $v_{в}$ попутного поезду циркуляционного (от поршневого действия поездов) потока воздуха

$$v_{в} = v_{п} (1 - \omega), \text{ м/с;} \quad (22.VI)$$

$$\omega = \frac{1}{1 + \frac{1}{(1 - \alpha_{зап}) \sqrt{\epsilon_{т} \frac{F_{ист. т}}{F_{э}} \cdot \frac{1 - \alpha_{зап}}{1 + 0,004n_{в} \frac{S_{п}}{F_{э}}}}} } \quad (22a.VI)$$

Аэродинамический коэффициент полного сопротивления расчетной длины тоннеля на основании работы [2] определится по формуле

$$\epsilon_{т} = 1,5 + 4\lambda_{т} \frac{l_{м. п} - L_{п}}{d_{э}} \quad (23.VI)$$

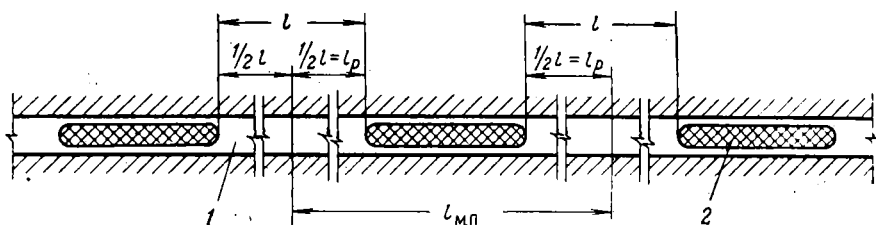


Рис. 4.VI. Схема к определению величины $l_{м. п}$:
1 — перегонный тоннель; 2 — движущийся поезд.

Расчетная средняя длина тоннеля $l_{м. п}$, приходящаяся на один поезд, определится как суммарная длина между средними расстояниями от конца движущегося поезда до начала следующего за ним поезда и от начала движущегося поезда до конца находящегося впереди него поезда (рис. 4.VI). Величина $l_{м. п}$ зависит

от частоты движения поездов по одному тоннелю $n_{\text{п}}$ и от скорости их движения $v_{\text{п}}$, км/ч. Она определяется по формуле

$$l_{\text{м. п}} = \frac{1000v_{\text{п}}}{n_{\text{п}}}, \text{ м.} \quad (24.VI)$$

Степень заполнения поперечного сечения тоннеля вагоном поезда определяется по формуле

$$\alpha_{\text{зап}} = \frac{F_{\text{в}}}{F_{\text{ист. т}}}. \quad (25.VI)$$

Эквивалентный гидравлический диаметр тоннеля определяется по формуле (62.в.V)

$$d_{\text{э}} = 4 \frac{F_{\text{ист. т}}}{\Pi_{\text{ист. т}}}.$$

Эквивалентная площадь поезда определяется по формуле [38]

$$F_{\text{э}} = c_{\text{в}}F_{\text{в}} + 1.35n_{\text{в}}\lambda_{\text{в}}S_{\text{кр. с}} + 0.25n_{\text{в}}F_{\text{п. д}} + (n_{\text{в}} - 1)\lambda_{\text{в.о}}S_{\text{м. в}} + 0.1F_{\text{в}}, \text{ м}^2. \quad (26.VI)$$

Аэродинамический коэффициент сопротивления трению воздуха о стенки вагонов метрополитена определяется по формуле [2]

$$\lambda_{\text{в}} = \frac{0.074}{\sqrt[5]{\text{Re}}}.$$

В приведенных выше формулах $F_{\text{в}}$ — площадь мидельного сечения вагона поезда, м^2 ; $F_{\text{ист. т}}$ — истинная площадь сечения тоннеля, м^2 ; $\lambda_{\text{т}}$ — аэродинамический коэффициент сопротивления трению воздуха о стенки тоннеля; $\lambda_{\text{в.о}}$ — аэродинамический коэффициент сопротивления трению воздуха о воздух в междвагонном промежутке ($\lambda_{\text{в.о}} = 0,023$); $\Pi_{\text{ист. т}}$ — периметр сечения тоннеля, м; $L_{\text{п}}$ — длина поезда, м; $c_{\text{в}}$ — аэродинамический коэффициент лобового сопротивления головного вагона поезда (для существующих вагонов метрополитена $c_{\text{в}} = 0,95$); $n_{\text{в}}$ — число вагонов в поезде; l — характерный размер длины поверхности трения, в качестве которого следует принимать длину вагона, м; $\nu = \mu/\rho$ — коэффициент кинематической вязкости воздуха (при температуре воздуха $0-40^\circ \text{C}$ он находится в пределах от $13 \cdot 10^{-6}$ до $17 \cdot 10^{-6}$), $\text{м}^2/\text{с}$; μ — коэффициент динамической вязкости воздуха, $\text{кг} \cdot \text{с}/\text{м}^2$; $\rho = \gamma_{\text{во}}/g$ — плотность воздуха, $\text{кг} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$; $S_{\text{кр. с}}$ — площадь крыши и боковых стенок вагона (для всех существующих вагонов метрополитена отечественного производства $S_{\text{кр. с}} = 145$), м^2 ; $S_{\text{в}}$ — площадь крыши, стенок и дна вагона (для существующих вагонов метрополитена отечественного производства $S_{\text{в}} = 194$), м^2 ; $F_{\text{п. д}}$ — площадь мидельного сечения деталей подвесного оборудования (под дном вагона) поезда (для моторных вагонов $F_{\text{п. д}} = 2$, а для секций, состоящих из одного моторного и одного прицепного вагонов, $F_{\text{п. д}} = 1$), м^2 ; $\text{Re} = v_{\text{в}}l/\nu_{\text{к.в}}$ — критерий Рейнольдса; $S_{\text{м. в}}$ — поверхность трения в междвагонном

промежутке, т. е. произведение периметра сечения вагона на длину межвагонного промежутка (для вагонов типа А, Б, Г, Д и Е $S_{м. в} = 10$), м².

Для тоннелей различных сечений и армировок методика определения величин λ_T , $d_{э}$, $F_{ист. т}$ и $\Pi_{ист. т}$ приведена в главе VII,

а для наиболее распространенных конструкций тоннелей метрополитена — в табл. 2.VII.

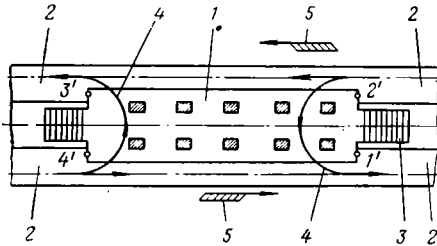


Рис. 5.VI. Схема станции метрополитена с нанесением мест расположения анемометров для определения циркуляционных потоков воздуха в перегонах тоннелей:

1 — платформа станции; 2 — перегонный тоннель; 3 — лестница с платформы в вестибюль; 4 — направление воздушных циркуляционных потоков; 5 — направление движения поездов; 1', 2', 3', 4' — места расположения анемометров в торцах станции

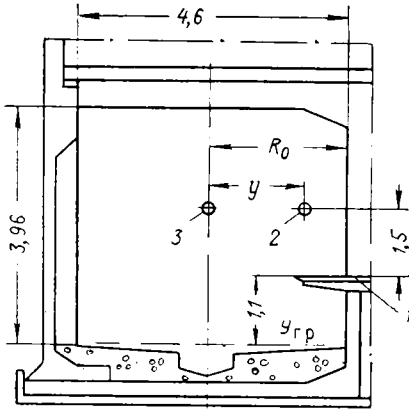


Рис. 6.VI. Сечение торца станции мелкого заложения с нанесением места расположения анемометра:

1 — платформа станции; 2 — место расположения анемометра; 3 — точка, относительно которой определяется средняя скорость движения воздуха v_0

Приведенные выше формулы выведены из предположения, что при движении поездов по тоннелю с постоянной скоростью попутная продольная скорость воздуха v_b по всей расчетной длине тоннеля будет также постоянной и равномерной. Однако многочисленные наблюдения и измерения, проведенные Метрогипротрансом в однопутных тоннелях круглого и прямоугольного сечений, показывают наличие не равномерных, а пульсирующих волнообразных продольных потоков воздуха в каждом сечении тоннеля. Скорость движения воздуха в данном сечении изменяется в зависимости от расстояния до рассматриваемого сечения от начала или конца поезда. Скорость продольных потоков воздуха увеличивается по мере приближения поезда к рассматриваемому сечению и уменьшается по мере удаления. Минимальная скорость наблюдается при наибольшем расстоянии от поезда до рассматриваемого сечения, а максимальная — при непосредственном нахождении начала или конца поезда в рассматриваемом

сечении тоннеля. Измерения скорости потоков воздуха проводились в путевых тоннелях мелкого заложения, изолированных

между собой (по каждому пути) у четырех торцов станции. Изменяли колебания скорости выталкиваемых на станцию и отсасываемых со станции поршневым действием поездов циркуляционных потоков воздуха в сечении путевого тоннеля на расстоянии 2 м от торцов станции. В местах измерений были расположены анемометры (рис. 5.VI и 6.VI), при этом основная тоннельная вентиляция не работала. В заданное время одновременно были включены все анемометры. Наблюдатели одновременно через каждые 5 с брали отсчет местной скорости. Средняя по сечению скорость для каждого отсчета определялась по формуле [1, 41]

$$v_0 = \frac{0,91v_m}{1,05 \left(1 - \frac{y}{R}\right)^{1/2}}, \text{ м/с,} \quad (27. VI)$$

где R — радиус тоннеля или половина расстояния от оси тоннеля до его стенки, м; y — расстояние от оси тоннеля до места расположения анемометра, м; v_m — местная скорость движения воздуха в точке расположения анемометра, м/с.

Данная формула является результатом преобразования формул (24.VII) и (28, б. VII) (см. § 2 главы VII). Коэффициент 0,91 учитывает частичное загромождение сечения тоннеля у внутренней его образующей (в пределах 4—6% радиуса тоннеля).

По результатам измерений для торца станции при различной частоте движения поездов построены графики (рис. 7.VI и 8.VI), на которых вертикальными линиями обозначено время прохождения головного вагона поезда мимо наблюдателя у каждого торца станции. Несовпадение в этом случае максимальной скорости с расположением головного вагона поезда от наблюдателя объясняется близким расположением исследуемого сечения тоннеля от торца станции и тормозящим влиянием в связи с этим встречных потоков воздуха, связанных с прибытием и отходом поездов с другого пути станции. В перегонных тоннелях на большом расстоянии от станции (где практически исключено влияние поршневого действия поездов с противоположного пути) наблюдается полное совпадение максимальной скорости воздушных потоков с ближайшим расположением головного или хвостового вагона поезда от наблюдателя. Горизонтальной линией на графике показана средняя скорость движения воздуха по сечению и времени выполнения отсчетов, полученная как частное от деления суммы всех отсчетов скоростей, приведенных к v_0 , на число отсчетов. По этой скорости можно определить расход воздуха $G_{ц}$, проходящего через это сечение. Если все участки данного тоннеля соответствуют рассматриваемому сечению по аэродинамической характеристике, изолированности от тоннеля противоположного пути и внешней атмосферы, а также по скорости движения поезда, то полученная средняя скорость и количество проходящего воздуха в данном сечении будут соответствовать и любому другому сечению данного тоннеля.

Все изложенное выше свидетельствует о наличии в тоннеле при движении поездов (от их поршневого действия) воздушных потоков с нестационарным режимом, имеющих пульсирующий (волнообразный) характер. Максимум скоростной волны располагается у движущихся по тоннелю поездов, а минимум — примерно

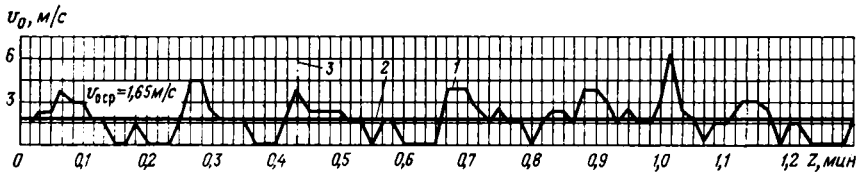


Рис. 7.VI. График изменения истинной скорости движения воздуха v_0 во времени z в сечении перегонного тоннеля мелкого заложения московского метрополитена при частоте движения 17 пар 6-вагонных поездов в час (по данным измерений в месте расположения анемометра, показанном на рис. 5.VI (точка 4') и 6.VI):

1 — средняя скорость движения воздуха по сечению; 2 — средняя скорость движения воздуха по времени и сечению; 3 — прохождение головного вагона поезда мимо наблюдателя

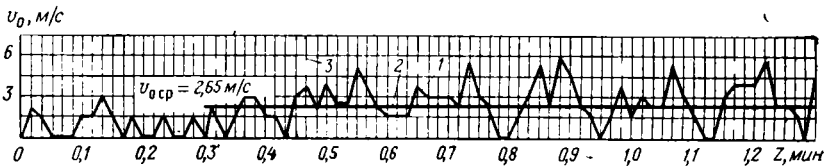


Рис. 8.VI. График изменения истинной скорости движения воздуха v_0 во времени z в сечении перегонного тоннеля мелкого заложения при частоте движения 34 пары 6-вагонных поездов в час (по данным измерения в месте расположения анемометра, показанном на рис. 5.VI (точка 4') и 6.VI):

1 — средняя скорость движения воздуха по сечению; 2 — средняя скорость движения воздуха по времени и сечению; 3 — прохождение головного вагона поезда мимо наблюдателя

на среднем расстоянии между ними. Волнообразное движение воздуха в тоннелях от поршневого действия поездов объясняется тем, что поезд, проходя по тоннелю, разгоняет перед собой и на некотором расстоянии увлекает за собой массы воздуха, которые вследствие наличия значительного зазора между внешним очертанием вагона поезда и внутренним очертанием тоннеля, а также положительного давления впереди поезда и отрицательного давления сзади него перетекают в этом зазоре от начала к концу поезда и остаются за поездом. Эти потоки воздуха по мере удаления поезда постепенно теряют сообщенную поездом энергию на преодоление аэродинамического сопротивления трения и постепенно снижают свою скорость. Уменьшение зазора между вагоном и тоннелем, а также расстояния между движущимися поездами снижает величину амплитуды волнообразного движения воздуха в тоннеле. При зазоре, близком к нулю, и любом расстоянии ме-

жду поездами из-за отсутствия перетекания воздуха в зазоре скорость потока воздуха по длине тоннеля будет постоянной. Она будет постоянной и при оптимальных зазоре и расстоянии между поездами, при которых не успеет сказаться тормозящее действие аэродинамического сопротивления трения. Несмотря на волнообразный характер потоков воздуха по длине тоннеля за время, большее, чем интервал между поездами, количество воздуха $G_{ц}$, проходящего от поршневого действия поездов через любое сечение тоннеля, будет одинаковым. Если в тоннеле помимо циркуляционных потоков $G_{ц}$ имеет место также и вентиляционные $G_{вент}$, то, соединяясь между собой, они сглаживают волнообразный (пульсирующий) характер движения циркуляционных потоков. Это показывает, что действительный характер движения воздуха в тоннеле от поршневого действия поездов не полностью соответствует условиям, принятым в работе Г. Н. Абрамовича [2]. Однако значения скоростей, полученные по формулам (20.VI), (21.VI) и (22.VI), близки к действительным максимальным скоростям движения воздуха в тоннеле, которые замерялись в непосредственной близости от движущихся поездов.

Второй этап исследований движения воздуха, проведенных в перегонном тоннеле между станциями, описан в § 2 главы VII.

Средняя скорость по сечению и длине тоннеля с достаточной для практических расчетов точностью может быть определена по полученной на основании равенства (22.VI) формуле

$$v_0 = mv = mv_{ц} (1 - \omega), \text{ м/с}, \quad (28.VI)$$

где m — безразмерный коэффициент, полученный по данным испытаний, уменьшающий элью скорости по длине тоннеля от максимальной до средней.

Если скорость движения поезда $v_{п}$ принимается равной его средней скорости движения по трассе (30—50 км/ч, что соответствует 8,3—14 м/с), то $m = 0,55 \div 0,75$. Если величина $v_{п}$ принимается равной максимальной скорости, развиваемой на отдельных участках трассы, то $m = 0,25 \div 0,4$. Для расчетов скорость движения поезда $v_{п}$ принимается равной его средней скорости движения по трассе. Большие значения m принимаются при длине перегона более 1800 м, а меньшие — менее 1500 м.

Весовое количество циркуляционных потоков воздуха $G_{ц}$ в тоннеле (от поршневого действия поездов) определяется по формуле

$$G_{ц} = 3600v_0\gamma_{во}F_{ист. т}, \text{ кг/ч}. \quad (29.VI)$$

Таким образом, для определения величины $G_{ц}$ следует последовательно определять значения составляющих по формулам (23.VI), (24.VI), (62в.V), (25.VI), (26.VI), (22.VI), (21.VI), (28.VI) и (29.VI). Для упрощения расчетов на графиках (рис. 9.VI) приведены значения ω , определяемые по формуле (22а.VI), в зависимости от значения ϵ_t , определяемого по формуле (23.VI), для

наиболее распространенных сечений тоннелей отечественных метрополитенов и разного числа вагонов в поезде.

Пример. Определить величину циркуляционного потока $G_{ц}$ воздуха в тоннеле метрополитена внутренним диаметром $d_{вн} = 5,1$ м с обделкой из ребристых тубингов при средней частоте

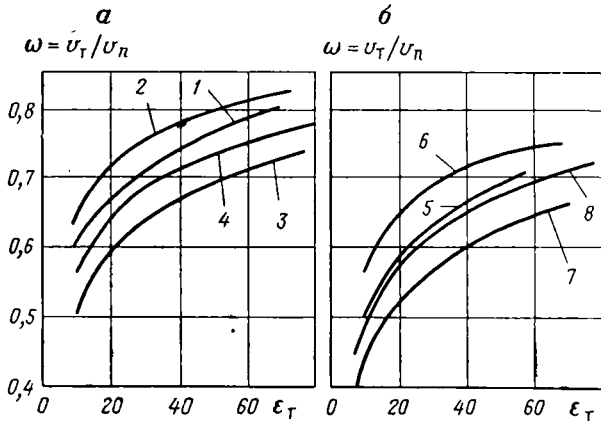


Рис. 9.VI. График зависимости $\omega = f(\epsilon_T)$ для тоннелей с обделкой из тубингов (а), блоков и монолитного бетона (б):

1 — $d_{вн} = 5,6$ м, $n_B = 8$; 2 — $d_{вн} = 5,6$ м, $n_B = 2$; 3 — $d_{вн} = 5,1$ м, $n_B = 8$; 4 — $d_{вн} = 5,1$ м, $n_B = 2$; 5 — $d_{вн} = 5,1$ м, $n_B = 8$; 6 — $d_{вн} = 5,1$ м, $n_B = 2$; 7 — $3,9 \times 4,1$ м, $n_B = 8$; 8 — $3,9 \times 4,1$ м, $n_B = 2$

движения за время работы метрополитена в сутки $n_{п} = 27,1$ пар поездов в час, числе вагонов типа Е в поезде $n_B = 8$, расстоянии между осями станций $l_{пер} = 1760$ м, средней скорости движения поездов по трассе $v_{п} = 41$ км/ч.

1. По формуле (24.VI) определяем приходящуюся на один движущийся поезд среднюю расчетную длину тоннеля

$$l_{м. п} = \frac{1000 \cdot 41}{27,1} = 1515 \text{ м.}$$

2. По табл. 4.IV и 5.IV и формуле (25.VI) определяем степень заполнения вагоном поезда поперечного сечения тоннеля

$$\alpha_{заг} = \frac{9}{18,62} = 0,483.$$

3. Эквивалентный гидравлический диаметр тоннеля согласно табл. 1.VII составляет $d_3 = 4,81$ м.

4. Определяем критерий Рейнольдса при средней скорости движения поезда $v_n = 41 \cdot 1000/3600 = 11,4$ м/с, характерном размере поверхности трения (длины вагона) $l = 18,77$ м (см. табл. 4.IV),

коэффициенте кинематической вязкости воздуха $\nu_{к. в} = 16 \cdot 10^{-6}$ (при $t = 26^\circ \text{C}$):

$$\text{Re} = \frac{11,4 \cdot 18,77}{16 \cdot 10^{-6}} = 13,4 \cdot 10^6.$$

5. Определяем коэффициент трения воздуха о вагон

$$\lambda_{в} = \frac{0,074}{\sqrt[5]{13,4 \cdot 10^6}} = 0,0028.$$

6. Определяем полную длину поезда

$$l_{п} = 8 \cdot 18,77 = 150,2 \text{ м.}$$

7. По формуле (23.VI) определяем аэродинамический коэффициент полного сопротивления расчетной длины тоннеля, приходящейся на один поезд, принимая $\lambda_{т} = 0,049$:

$$\epsilon_{т} = 1,5 + 4 \cdot 0,049 \frac{1455 - 150,2}{4,81} = 54,6.$$

8. Принимая для вагона типа Е $F_{в} = 9 \text{ м}^2$, $S_{кр. с} = 145 \text{ м}^2$, $F_{п. д} = 2 \text{ м}^2$, $S_{м. в} = 10 \text{ м}^2$, $c_{в} = 0,95$ и $\lambda_{в} = 0,023$, по формуле (26.VI) определяем эквивалентную площадь поезда

$$F_{э} = 0,95 \cdot 9 + 1,35 \cdot 8 \cdot 0,0028 \cdot 145 + 0,25 \cdot 8 \cdot 2 + \\ + (8 - 1) \cdot 0,023 \cdot 10 + 0,1 \cdot 9 = 19,46 \text{ м}^2.$$

9. Принимая для вагона типа Е $S_{в} = 194 \text{ м}^2$, по формуле (22а.VI) определяем

$$\omega = \frac{1}{1 + \frac{1}{(1 - 0,483) \sqrt{54,6 \frac{18,62}{19,46} \cdot \frac{1 - 0,483}{1 + 0,004 \cdot 8 \frac{194}{19,46}}}}} = 0,699.$$

Такое же значение ω находим по графику (см. рис. 9.VI).

10. По формуле (28.VI) при $m = 0,65$ определяем среднюю скорость циркулирующих потоков воздуха по сечению и длине тоннеля

$$v_0 = 0,65 \frac{41 \cdot 1000}{3600} (1 - 0,699) = 2,23 \text{ м/с.}$$

11. По формуле (29.VI) определяем весовое количество циркуляционных потоков воздуха:

для всего тоннеля

$$G_{ц} = 3600 \cdot 2,23 \cdot 1,2 \cdot 18,62 = 180\,000 \text{ кг/ч;}$$

для 1 м тоннеля

$$G_{ц l} = \frac{180\,000}{1760} = 102 \text{ кг/ч} \cdot \text{м.}$$

§ 4. Определение расчетных параметров воздуха

Расчетные теплосодержания воздуха $I_{\text{нач}}$ и $I_{\text{кон}}$, входящие в формулы воздухообмена, принимаются исходя из следующих соображений. Если воздух подается в тоннели без охлаждения или подогрева, что соответствует большинству случаев, то начальное расчетное теплосодержание воздуха будет соответствовать расчетному теплосодержанию наружного воздуха, т. е. $I_{\text{нач}} = I_{\text{нар}}$. Для расчетов вентиляции метрополитенов рекомендуется принимать $I_{\text{нар}}$ для теплого периода года по СНиП II-Г.7—62 [46] (параметры А в табл. 4), а для холодного — по средней температуре за отопительный период [47] при относительной влажности воздуха $\varphi \approx 70\%$. При значительном снижении температуры (по сравнению с расчетной) атмосферного воздуха в холодный период года (приводящем к падению температуры воздуха на станциях на $5-8^\circ\text{C}$) и повышении температуры атмосферного воздуха в теплый период года (по сравнению с расчетной) воздухообмен должен сокращаться вплоть до временного (на этот период) прекращения вентиляции. Расчетное конечное теплосодержание воздуха в теплый период года $I_{\text{кон}}$ следует принимать из условия поддержания на станциях параметров воздуха не выше заданных для данных условий.

При этом значение $I_{\text{кон}}$ должно соответствовать $t_{\text{кон}} \leq \leq +35^\circ\text{C}$ и $\varphi \leq 75\%$, а также данным, приведенным в § 6.4 СНиП [45].

Для поддержания постоянной высокой теплоаккумулирующей способности грунтов (окружающих тоннели), используемой в теплый период года для аккумуляции части тепла, выделяемого в тоннелях (что значительно уменьшает вентиляционный воздухообмен), в холодный период года система вентиляции метрополитена должна не только полностью снимать теплоизбытки в тоннелях, но и охлаждать грунт в такой степени, чтобы обеспечить к теплому периоду года охлаждение грунта до естественной (первоначальной) температуры, не допуская накопления тепла грунтом по годам эксплуатации.

Не исключена возможность строительства метрополитена с большой частотой движения (свыше 36 пар 8-вагонных поездов в час в часы «пик») в климатических районах, имеющих сравнительно высокую температуру в теплый и холодный периоды года, при высокой температуре окружающих тоннели грунтов. В таких условиях грунты, окружающие тоннели, трудно использовать для частичной аккумуляции тепла с целью снижения вентиляционного воздухообмена. Поэтому все тепло, выделяющееся в тоннелях, должно быть ассимилировано вентиляционным воздухом,

так как $\sum_{i=1}^n Q_{\text{ср}z} = Q_{\text{изб}}$. Это приводит к значительному воздухо-

обмену и, как правило, к необходимости применения охлаждения подаваемого в тоннели вентиляционного воздуха.

Для восстановления естественной температуры грунта в холодный период года должно приниматься такое расчетное конечное теплосодержание воздуха в конце расчетного участка $I_{\text{кон}}$, чтобы расчетная температура воздуха в конце участка и на станциях была бы близка к естественной температуре грунта. Причем в районах с достаточно низкой расчетной наружной температурой холодного периода года и низкой температурой грунта конечную температуру воздуха можно принимать несколько выше температуры грунта. В южных районах и при сравнительно высокой температуре грунта конечную температуру воздуха на расчетном участке метрополитена следует принимать ниже температуры грунта (см. приложение 5). Однако расчетная температура воздуха в конце расчетного участка при реверсивной системе тоннельной вентиляции, соответствующая в холодный период года расчетной температуре воздуха на станции, должна определяться по формуле, учитывающей, что ранее определенная по формуле (90a.V) и приведенная в § 9 главы V расчетная температура воздуха является средней температурой на расчетном участке трассы,

$$t_{\text{в}1\text{x}}^{\text{р}} = t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{нач. x}} + t_{\text{кон. x}}}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (30.VI)$$

Так как значение $t_{\text{в}1\text{x}}^{\text{р}}$ определяется по формуле (90a.V), а значение $t_{\text{нач. x}}$ принимается по приложению 5, то, преобразовывая зависимость (30.VI), получим

$$t_{\text{кон. x}} = 2t_{\text{в}1\text{x}}^{\text{р}} - t_{\text{нач. x}}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (30a.VI)$$

Как было отмечено выше, при нереверсивной системе тоннельной вентиляции № 2 взаимодействие циркуляционных и вентиляционных потоков воздуха для холодного и теплого периодов года одинаково и соответствует рис. 1, a.VI. В реверсивной системе вентиляции оно неодинаково и соответствует рис. 1, c.VI. Несмотря на это, конечная расчетная температура воздуха для реверсивной и нереверсивной систем тоннельной вентиляции определяется по формуле (30a.VI). Однако температура воздуха на станциях в холодный период года $t_{\text{ст. x}}$ для реверсивной и нереверсивной систем тоннельной вентиляции будет разная. При реверсивной системе тоннельной вентиляции (см. рис. 1б.VI) в холодный период года

$$t_{\text{ст. x}} = t_{\text{кон. x}}.$$

При нереверсивной системе тоннельной вентиляции значение $t_{\text{ст. x}}$ в холодный период года следует определять по значению $I_{\text{ст. x}}$ (см. рис. 1, a.VI). Последнее определяется по формуле (аналогичной формуле, приведенной в § 2 данной главы)

$$I_{\text{ст. x}} = \frac{I_{\text{нач. x}} G_{\text{рент. x}} + I_{\text{кон. x}} (G_{\text{ц1}} + G_{\text{ц2}})}{G_{\text{рент. x}} + G_{\text{ц1}} + G_{\text{ц2}}}, \text{ ккал/вт}. \quad (30б.VI)$$

Относительная влажность воздуха в метрополитене при нормальных условиях эксплуатации электротехнического оборудования не должна превышать 75%, а по гигиеническим условиям должна соответствовать заданной температуре и теплосодержанию воздуха. Для дополнения действующих в настоящее время СНиП II-Д.3—68 в приложении 5 приведены расчетные параметры атмосферного воздуха и рекомендуемые параметры воздуха на станциях для различных городов Советского Союза.

Параметры состояния воздуха в дальнейшем будут определяться по известной диаграмме $I - d$ для влажного воздуха [36]. Для определения значения $I_{\text{кон}}$ в соответствии с данными приложения 5 на диаграмму $I - d$ наносятся для теплого и холодного периодов года значения $I_{\text{нар}} = I_{\text{нач}}$ и точки $H_{\text{теп}}$ и $H_{\text{х}}$. Через эти точки проводятся лучи процесса ассимиляции воздухом тоннелей тепла и влаги для теплого и холодного периодов года. Эти лучи определяются через известную систему [36] угловых коэффициентов из соотношения

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{изб}}}{l_{\text{уч. х}}} = \frac{I_{\text{кон}} - I_{\text{нач}}}{d_{\text{кон}} - d_{\text{нач}}}, \quad (31. VI)$$

$$\sum_{i=1} G_{\text{вл}}$$

где $Q_{\text{изб}}$ — суммарные теплоизбытки для всех расчетных участков данной линии метрополитена, ккал/ч; $\sum_{i=1}^{l_{\text{уч. х}}} G_{\text{вл}}$ — суммарное количество влаги, ассимилированной вентиляционным воздухом на всех расчетных участках данной линии метрополитена, г/ч; $d_{\text{нач}}$, $d_{\text{кон}}$ — соответственно начальное и конечное абсолютное влагосодержание воздуха, г/кг.

Так как $Q_{\text{изб. х}} = \varphi_{\text{х}} \sum_{i=1}^n Q_{\text{ср з}} + Q_{\text{гр. х}} \gg Q_{\text{изб. теп}}$, то угловые коэффициенты в холодный период года будут значительно больше, чем в теплый период года, т. е. $\varepsilon_{\text{х}} \gg \varepsilon_{\text{теп}}$.

Для определения оптимального вентиляционного воздухообмена рекомендуется значение угловых коэффициентов для теплого периода года во всех районах и для холодного периода года в районах с расчетной температурой наружного воздуха $t_{\text{нар. х}} > 0^\circ \text{C}$ принимать $\varepsilon_{\text{теп}} < 2$ за счет (в случае необходимости) увлажнения приточного воздуха или воздуха тоннелей (см. § 5 данной главы и § 4 главы VIII).

На лучах процессов при реверсивной системе тоннельной вентиляции наносятся точки $S_{\text{теп}}$ и $S_{\text{х}}$, найденные по приложению 5 и соответствующие расчетным температурам воздуха на станции метрополитена в теплый и холодный периоды года. По этим точкам определяются значения теплосодержания воздуха на станции $I_{\text{ст. теп}}$ и $I_{\text{ст. х}}$. Значения $t_{\text{нач. х}} = t_{\text{нар. х}}$ и $t_{\text{нач. теп}} = t_{\text{нар. теп}}$, найденные по приложению 5 и соответствующие определенным

климатическим районам, наносятся на лучах процесса ϵ_x и $\epsilon_{\text{теп}}$. По ним находятся соответствующие значения $I_{\text{нач. х}}$ и $I_{\text{нач. теп}}$. Для холодного периода года в реверсивных и нереверсивных системах вентиляции на луч процесса наносятся определенные по формуле (30а.VI) значения $t_{\text{кон. х}}$ и по ним находятся значения $I_{\text{кон. х}}$. Эти точки (как было отмечено выше) соответствуют значениям $I_{\text{ст. х}}$ для реверсивных систем вентиляции.

При нереверсивных системах вентиляции значения $I_{\text{ст. х}}$, определенные по вышеприведенной формуле (30б.VI) для холодного периода года, наносятся отдельно на луч процесса ϵ_x и по ним определяется для этого случая температура на станции $t_{\text{ст. х}}$ и точка C_x . В реверсивных и нереверсивных системах вентиляции значения $I_{\text{кон}}$ для теплого периода года определяются по приложению 5 и наносятся на луч процесса $\epsilon_{\text{теп}}$ и по ним определяется значение $t_{\text{кон}}$.

По вышеприведенным параметрам определяются для теплого и холодного периодов года в реверсивных и нереверсивных системах вентиляции $\Delta I_{\text{теп}} = I_{\text{кон. теп}} - I_{\text{нач. теп}}$ и $\Delta I_x = I_{\text{кон. х}} - I_{\text{нач. х}}$, на основании чего по вышеприведенным формулам для соответствующих условий и систем вентиляции определяется вентиляционный воздухообмен $G_{\text{вент}}$.

На рис. 10.VI показано построение всех вышеприведенных точек на диаграмме $I - d$ применительно к некоторым линиям Московского метрополитена с реверсивной системой тоннельной вентиляции.

Очевидно, что определяемые по данной методике для теплого и холодного периодов года значения ϵ и $\Delta I = I_{\text{кон}} - I_{\text{нач}}$ являются общими для данной рассчитываемой линии метрополитена и их следует принимать одинаковыми для всех расчетных участков этой линии. Это объясняется тем, что происходит выравнивание параметров воздуха по длине трассы вследствие активного его перемешивания движущимися поездами. Однако если на отдельных расчетных участках трассы предусматривается нагрев или охлаждение воздуха, то угловой коэффициент ϵ должен определяться отдельно по каждому расчетному участку данной линии.

Описание построения процесса на диаграмме $I - d$ (см. рис. 10.VI) дано в примерах 1 и 3 данной главы.

Пример 1. Определить аналитически и графически количество наружного вентиляционного воздуха, которое нужно подать в теплый период года в тоннели Московского метрополитена на расчетный участок трассы длиной $l_{\text{пер}} = 1760$ м с системой вентиляции № 2, показанной на рис. 1, а.VI и 3.III, при следующих исходных данных (для двух тоннелей): суммарные средние тепло-

выделения $\sum_{i=1}^n Q_{\text{ср з}}/l_{\text{пер}} = 1102$ ккал/ч·м; количество испаряющей-

ся в воздух тоннелей влаги $\sum_{i=1}^{l_{\text{уч. х}}} G_{\text{вл}}/l_{\text{пер}} = 657$ г/ч·м; количество

2. По формуле (1.VI) определяем теплоизбытки на расчетном участке трассы

$$Q_{\text{изб}} = 1\,940\,000 - 533\,000 = 1\,407\,000 \text{ ккал/ч.}$$

3. Определяем суммарное количество испаряющейся в воздух тоннелей влаги (на расчетном участке трассы)

$$\sum_{i=1}^{l_{\text{уч. х}}} G_{\text{в.л}} = 657 \cdot 1760 = 1\,160\,000 \text{ г/ч.}$$

4. По формуле (31.VI) определяем угловой коэффициент луча процесса

$$\varepsilon = \frac{1\,407\,000}{1\,160\,000} = 1,21.$$

5. По приложению 5 принимаем $I_{\text{нач}} = I_{\text{нар}} = 11,8$ ккал/кг, $t_{\text{кон}} = t_{\text{нар}} = 21,4^\circ \text{C}$, $t_{\text{ст}} = 25,4^\circ \text{C}$, $\varphi_{\text{ст}} < 65\%$, $\Delta I = 5$ ккал/кг, $I_{\text{кон}} = 11,8 + 5 = 16,8$ ккал/кг.

6. Из точки с наружными параметрами воздуха $H_{\text{теп}}$ строим на диаграмме $I - d$ луч процесса (см. рис. 10.VI) и по значениям $I_{\text{кон}} = 16,8$ ккал/кг на нем определяем в точке $B_{\text{теп}}$ параметры вытяжного воздуха (на расчетном участке трассы) $t_{\text{кон}} = 31,4^\circ \text{C}$ и $\varphi_{\text{кон}} = 52\%$.

7. При заданной температуре на станции $t_{\text{ст}} = 25,4^\circ \text{C}$ находим на луче процесса максимально допускаемое теплосодержание воздуха на станции $I_{\text{ст}} = 13,9$ ккал/кг и относительную влажность $\varphi = 60\%$.

8. По формуле (7.VI) определяем количество наружного вентиляционного воздуха

$$G_{\text{вент}} = \frac{1\,407\,000}{2(16,8 - 11,8) - \frac{1\,407\,000}{180\,000} \left(1 - \frac{540}{1760}\right)} + \frac{1\,407\,000}{2(16,8 - 11,8) - \frac{1\,407\,000}{180\,000} \cdot \frac{540}{1760}} = 307\,000 + 185\,000 = 492\,000 \text{ кг/ч.}$$

Определяем количество вентиляционного воздуха для 1 м трассы

$$G_{\text{вент } l} = \frac{492\,000}{1760} = 279 \text{ кг/ч} \cdot \text{м.}$$

9. По формуле (9.VI) проверяем правильность полученного количества вентиляционного воздуха путем сравнения полученного максимально допустимого значения $I_{\text{ст. теп}} = 13,9$ ккал/кг с расчетным значением, равным

$$I_{\text{ст. теп}} = \frac{11,8 \cdot 492\,000 + 16,8(180\,000 + 180\,000)}{492\,000 + 180\,000 + 180\,000} = 14,0 \approx 13,9 \text{ ккал/кг.}$$

10. По формуле (15.VI) определяем объемное количество вентиляционного воздуха, подаваемого на расчетный участок трассы при $\gamma_{\text{во. } 28^\circ} = 1,181 \text{ кг/м}^3$

$$L = \frac{492\,000}{1,181} = 416\,000 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Определяем объемное количество вентиляционного воздуха для 1 м трассы

$$L_l = \frac{416\,000}{1760} = 238 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м.}$$

11. Определяем значения параметров графически. По графику (см. рис. 2.VI) находим $G_{\text{вент } l \text{ I}} = 174 \text{ кг/ч} \cdot \text{м}$ и $G_{\text{вент } l \text{ II}} = 104 \text{ кг/ч} \cdot \text{м}$ и по формуле (16.VI) определяем $G_{\text{вент } l} = 174 + 104 = 278 \approx 279 \text{ кг/ч} \cdot \text{м}$.

По графику (см. рис. 3.VI) и формуле (18.VI) определяется

$$I_{\text{ст. теп}} = \frac{A}{B} = \frac{6700}{480} = 13,95 \approx 13,9 \text{ ккал/кг.}$$

Значение $I_{\text{ст. теп}}$ также можно определить из соотношения отрезков $2G_{\text{ц } l} / G_{\text{вент } l} = 205/279 = HC/BC \approx 12 \text{ мм}/16 \text{ мм}$ на луче процесса данного примера, нанесенного на диаграмму $I - d$ (см. рис. 10.VI).

Пример 2. Используя исходные данные предыдущего примера, определить аналитически количество наружного вентиляционного воздуха в теплое время года для систем вентиляции № 3, 4, 5, 6, 7 и 8 (см. рис. 4.IV—9.IV), имеющих вытяжные вентиляционные шахты в конце расчетных участков по каждому тоннелю. Определить также коэффициент эффективности системы вентиляции № 2.

1. По формуле (14.VI) определяем количество вентиляционного воздуха

$$G_{\text{вент}} = \frac{1\,407\,000}{16,8 - 11,8} = 281\,000 \text{ кг/ч.}$$

Определяем количество вентиляционного воздуха для 1 м трассы

$$G_{\text{вент } l} = \frac{281\,000}{1760} = 160 \text{ кг/ч} \cdot \text{м.}$$

2. По формуле (15.VI) определяем объемное количество вентиляционного воздуха

$$L = \frac{281\,000}{1,181} = 238\,000 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Определяем объемное количество вентиляционного воздуха для 1 м трассы

$$L_l = \frac{238\,000}{1760} = 135 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

3. По формуле (1.III) определяем коэффициент эффективности системы вентиляции № 2 (используя расчеты примеров 1 и 2)

$$\beta = \frac{281\,000}{492\,000} = 0,572.$$

Пример 3. Используя исходные данные примера 1, определить необходимое количество наружного воздуха, подаваемого для вентиляции в холодный период года в тоннели метрополитена, имеющие реверсивную систему тоннельной вентиляции, показанную на рис. 1, б.VI, при следующих исходных данных: естественная температура грунта, окружающего тоннели, $t_{гр} = 9^\circ \text{C}$; средняя расчетная температура воздуха в тоннелях за холодный период года $t_{ср. х} = t_{в 1 х} = 4,6^\circ \text{C}$; теплоток из грунта при его охлаждении $q_{х. пер} = 2,4 \text{ ккал/м}^2$.

1. Определяем количество тепла, поступающего из грунта в воздух тоннеля при внутреннем диаметре каждого из двух параллельных тоннелей $d_{вн} = 5,1 \text{ м}$ и длине расчетного участка трассы $l_{пер} = 1760 \text{ м}$

$$Q_{гр. х} = 2,4 \cdot 3,14 \cdot 5,1 \cdot 2 \cdot 1760 = 135\,000 \text{ ккал/ч.}$$

2. По формуле (1.VI) определяем для холодного периода года теплоизбытки при $\varphi_x = 0,93$

$$Q_{нб. х} = 0,93 \cdot 1\,940\,000 + 135\,000 = 1\,935\,000 \text{ ккал/ч.}$$

3. Принимая испарение влаги в тоннелях на 20% ниже, чем в теплое время года (см. пример 1 § 2.IV), определяем угловой коэффициент луча процесса по формуле (31.VI)

$$\epsilon_x = \frac{1\,935\,000}{1\,155\,000(1-0,2)} = 2,1.$$

4. По приложению 5 находим $I_{нач. х} = I_{нар. х} = 0,4 \text{ ккал/кг}$; $t_{нач. х} = t_{нар. х} = -3,2^\circ \text{C}$.

5. По формуле (30а.VI) определяем необходимую конечную температуру воздуха в тоннеле (эта температура при данной реверсивной системе тоннельной вентиляции в холодный период года является расчетной температурой воздуха на станции)

$$t_{кон. х} = t_{ср. х} = 2 \cdot 4,6 - (-3,2) = 12,4^\circ \text{C},$$

что близко к рекомендуемой в приложении 5 температуре воздуха на станции для Московского метрополитена $t_{ср. х} = 12^\circ \text{C}$.

6. Из точки с наружными параметрами воздуха H_x строим на диаграмме $I - d$ луч процесса (см. рис. 10.VI) и по значению $t_{кон. х} = t_{ср. х} = 12,4^\circ \text{C}$ определяем конечное теплосодержание воздуха на расчетном участке трассы и станции $I_{кон. х} = I_{ср. х} = 5,9 \text{ ккал/кг}$.

7. По формуле (14.VI) определяем количество наружного воздуха для вентиляции тоннелей метрополитена в холодный период года

$$G_{\text{вент. х}} = \frac{1935\,000}{5,9 - 0,4} = 352\,000 \text{ кг/ч.}$$

Определяем количество наружного воздуха для 1 м трассы

$$G_{\text{вент. х } l} = \frac{352\,000}{1760} = 200 \text{ кг/ч} \cdot \text{м.}$$

8. По формуле (15.VI) определяем объемное количество наружного воздуха для вентиляции тоннелей при $\gamma_{\text{во. 4,6}^\circ} = 1,27 \text{ кг/м}^3$

$$L_{\text{х}} = \frac{352\,000}{1,27} = 277\,000 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Определяем объемное количество наружного воздуха для 1 м трассы

$$L_{\text{х } l} = \frac{277\,000}{1760} = 157 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м.}$$

Пример 4. По исходным данным примера 3 определить расчетную температуру воздуха на станции и необходимое количество наружного воздуха, подаваемого для вентиляции в холодный период года в тоннели метрополитена, при нереверсивной системе тоннельной вентиляции по схеме, аналогично показанной на рис. 1а.VI.

1. Учитывая, что при нереверсивной системе тоннельной вентиляции начальные и конечные параметры воздуха будут такими же, как и при реверсивной системе (см. выше), принимаем $I_{\text{нач. х}} = 0,4 \text{ ккал/кг}$ и $I_{\text{кон. х}} = 5,9 \text{ ккал/кг}$, а также в соответствии с примером 1 $G_{\text{ц}} = 180\,000 \text{ кг/ч}$ и по формуле (7.VI) определяем количество наружного воздуха для вентиляции тоннелей в холодный период года

$$G_{\text{вент. х}} = \frac{1\,935\,000}{2(5,9 - 0,4) - \frac{1\,935\,000}{180\,000} \cdot \left(1 - \frac{540}{1760}\right)} + \frac{1\,935\,000}{2(5,9 - 0,4) - \frac{1\,935\,000}{180\,000} \cdot \frac{540}{1760}} = 546\,000 + 252\,000 = 798\,000 \text{ кг/ч.}$$

2. По формуле (30б.VI) определяем расчетное теплосодержание воздуха на станции

$$I_{\text{ст. х}} = \frac{0,4 \cdot 798\,000 + 5,9(180\,000 + 180\,000)}{798\,000 + 180\,000 + 180\,000} = 2,0 \text{ ккал/кг.}$$

3. По диаграмме $I - d$ с нанесенным лучом процесса для примера 8 при $I_{\text{ст. х}} = 2 \text{ ккал/кг}$ определяем $t_{\text{ст. х}} = 1^\circ \text{С}$.

4. Приведенный пример расчета показывает, что применение нереверсивной системы тоннельной вентиляции крайне нецеле-

сообразно, так как требует в холодный период года значительно увеличенного расхода воздуха по сравнению с расходом при реверсивной системе вентиляции (в $798\ 000/352\ 000 = 2,25$ раза) или же значительного повышения конечной температуры воздуха $t_{\text{кон. х}}$, что не обеспечит достаточного охлаждения грунта за холодный период года. В данном примере при сохранении в холодный период года количества воздуха, подаваемого в теплый период года, должны быть выполнены следующие условия: перепад теплосодержания $\Delta I_x = 6,9$ ккал/кг; конечное теплосодержание воздуха $I_{\text{кон. х}} = 6,9 + 0,4 = 7,3$ ккал/кг; конечная температура воздуха $t_{\text{кон. х}} = 16,9^\circ \text{C}$; температура воздуха на станции $t_{\text{ст. х}} = 4,9^\circ \text{C}$; средняя температура воздуха в тоннелях $t_{\text{ср. х}} = [16,9 + (-3,2)]/2 = 6,9^\circ \text{C}$, что больше необходимой для охлаждения грунта (см. пример 3) в $6,9/4,6 = 1,6$ раза.

§ 5. Некоторые случаи охлаждения и подогрева воздуха тоннелей

Обычно для метрополитенов в городах, расположенных в средней полосе Советского Союза, а также в северной части южной полосы, не требуется термодинамической обработки воздуха для обеспечения необходимого режима работы системы тоннельной вентиляции. Для метрополитенов некоторых южных городов при большой частоте движения поездов, а также в отдельных случаях для метрополитенов, расположенных в средней полосе и в южной части северной полосы, она может оказаться необходимой.

Процесс изменения состояния воздуха в тоннелях, связанный с ассимиляцией тепла и влаги, выделяемых в тоннелях от технологических источников (с учетом частичного поступления тепла в грунт), в метрополитенах, рассчитанных на частоту движения при «пиковых» нагрузках 36—48 пар поездов в час (количество вагонов в поезде до 8), в теплый период года характеризуется большим «восходящим» угловым коэффициентом луча процесса (приближающимся к $d = \text{const}$)

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{наб}}}{I_{\text{уч. х}}} = 4 \div 6.$$

$$\sum_{i=1} G_{\text{в.л}}$$

В этом случае воздух ассимилирует главным образом «сухое» (явное) тепло, что сопровождается значительным увеличением его температуры и резким снижением относительной влажности. Низкая относительная влажность в тоннелях $\varphi \ll 60\%$ приводит к ухудшению эксплуатационных условий, которое выражается в повышенном пылеобразовании и пересыхании изоляции электро-технического оборудования.

Если в тоннель поступает дополнительная влага (из грунтов или других источников), то она будет в тоннелях подогреваться до температуры мокрого термометра воздуха $t_{\text{воды}} = t_{\text{м}}$, а затем испаряться. На ее подогрев и испарение будет затрачиваться тепло, выделяемое в тоннелях.

Известно, что теплосодержание влажного воздуха, отнесенное к 1 кг сухого воздуха, имеет вид [36]

$$I = 0,24t + (597,4 + 0,47t) \frac{d}{1000}, \text{ ккал/кг}, \quad (32.VI)$$

где t — температура воздуха, °C; d — влагосодержание воздуха, г/кг.

В уравнении (32.VI) слагаемое $0,24 t$ показывает, какое количество «сухого» (явного) тепла содержится в 1 кг воздуха. Слагаемое же $(597 + 0,47 t) d/1000$ показывает тепло, пошедшее на подогрев и испарение влаги. При этом если теплосодержание воздуха повышается только за счет «сухого» тепла, то при подъеме температуры 1 кг воздуха на 1° C его теплосодержание повышается только на 0,24 ккал/кг, а если температура 1 кг воздуха повышается на 1° C и ассимилирует одновременно только 1 г влаги, то его теплосодержание повысится на $0,24 + 0,5955 = 0,835$ ккал/кг, т. е. приращение теплосодержания во втором случае увеличится в $0,835/0,24 \approx 3,5$ раза с одновременным повышением влагосодержания воздуха. Из этого следует, что за счет увеличения испарения влаги в тоннелях (для обеспечения которого необходимо при прочих равных условиях также расширение смоченной поверхности) можно воздухом ассимилировать значительное количество тепла при небольшом повышении его температуры. В этом направлении может быть создан изотермический процесс, сопровождающийся приращением теплосодержания воздуха за счет тепла, вырабатываемого в тоннеле при постоянной температуре воздуха, т. е. при $t = \text{const}$. Этот процесс на диаграмме $I - d$ будет характеризоваться угловым коэффициентом

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{изб}}}{t_{\text{уч. х}}} \approx 0,6.$$

$$\sum_{i=1} G_{\text{вл}}$$

Таким образом, как это ни кажется на первый взгляд парадоксальным, увеличение притока подземных вод в тоннель через неплотности гидроизоляции, сопровождающееся увеличением смоченной внутренней поверхности тоннеля, повышает теплоассимилирующую способность воздуха и снижает необходимый воздухообмен. Однако это не может быть рекомендовано, так как искусственное увеличение непосредственно неплотностей гидроизоляции по всей необходимой поверхности тоннелей не подчиняется сезонному регулированию, нарушает структуру грунтов, окружа-

ющих тоннели, и может привести к ослаблению строительных конструкций тоннелей.

В зависимости от климатических условий и расчетной интенсивности работы метрополитена могут быть применены следующие виды термодинамической обработки воздуха метрополитена:

адиабатическое охлаждение наружного приточного воздуха с его увлажнением;

охлаждение наружного приточного воздуха с его осушением при непосредственном контакте с водой и применении поверхностных «сухих» охладителей;

испарительное охлаждение воздуха тоннелей;

нагревание ограниченного объема воздуха непосредственно у оборудования с созданием в этой зоне микроклимата.

Адиабатическое охлаждение наружного приточного воздуха с его увлажнением. Сущность этого способа заключается в том, что при разбрызгивании воды через форсунки воздух, имеющий относительную влажность ниже 100% и движущийся по камере, взаимодействует с капельками разбрызгиваемой воды, имеющими температуру, равную температуре воздуха (по мокрому термометру $t_{\text{воды}} = t_{\text{мк}}$), и увлажняется испарившейся влагой близко к состоянию насыщения (практически до 92—97%). Если допустить, что в форсуночную камеру тепло не будет поступать и уходить из нее, то на испарение влаги в воздух в системе «вода—воздух» может затрачиваться только тепло воздуха в количестве $(595 + 0,47t)(d_{\text{кон}} - d_{\text{нач}})/1000$, ккал на 1 кг сухого воздуха, а потенциалом переноса тепла будет разность температур воздуха и воды $t_{\text{воды}} - t_{\text{мн}}$, которая равна психрометрической разности температур $t_c - t_{\text{м}}$; При этом теплосодержание воздуха теоретически будет оставаться постоянным $I = \text{const}$, а температура воздуха будет снижаться, так как тепло на испарение влаги будет идти за счет количества явного тепла $0,24(t_c - t_{\text{мк}})$, ккал на 1 кг сухого воздуха; $d_{\text{кон}}$ и $d_{\text{нач}}$ — соответственно конечное и начальное влагосодержание воздуха, г/кг сухого воздуха; $t_{\text{воды}}$, $t_{\text{мн}}$ и $t_{\text{мк}}$ — соответственно температура воды, начальная и конечная температуры воздуха по мокрому термометру, °С; t_c — температура воздуха по сухому термометру, °С. В условиях теоретического процесса при достижении полного насыщения воздуха влагой его конечная температура должна равняться температуре мокрого термометра $t_{\text{мк}}$. Практически конечная температура воздуха несколько выше $t_{\text{мк}}$. Такой процесс весьма экономичен, так как не требует расхода воды. Для его осуществления используется постоянное количество воды, рециркулируемой насосами между форсунками и поддоном форсуночной камеры. Но так как на испарение расходуется рециркулируемая вода теоретически в количестве $\Delta d = d_{\text{кон}} - d_{\text{нач}}$, г на 1 кг сухого воздуха, то для ее восполнения подводится вода от наружного источника водоснабжения в количестве 3—5% от общего количества разбрызгиваемой через форсунки воды (с учетом уноса). Добавление

указанного количества внешней воды в рециркуляционную систему, нагрев рециркулируемой воды насосами (вследствие перехода механической энергии работающих насосов в тепловую), а также потери тепла во внешнюю среду практически несколько отклоняют принимаемый в расчете адиабатический процесс,

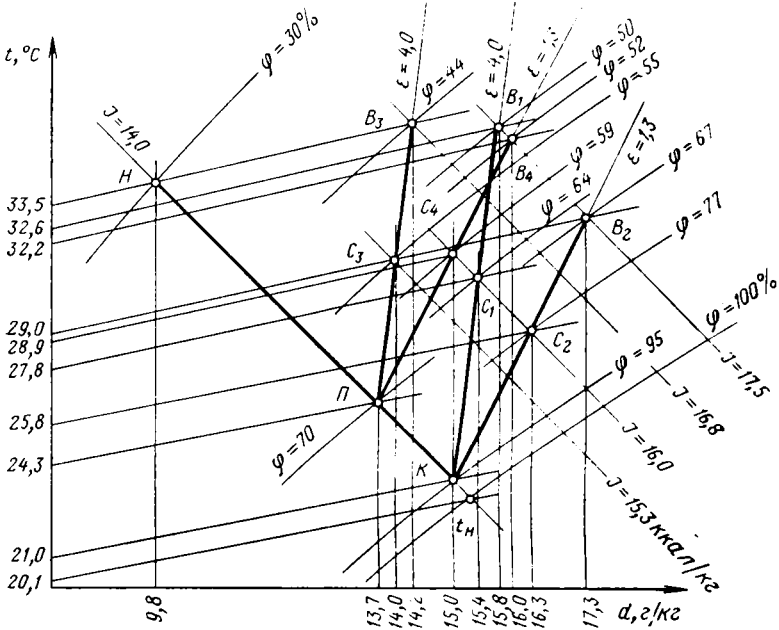


Рис. 11.VI. Графическое изображение на диаграмме $I - d$ адиабатического процесса охлаждения воздуха в форсуночной камере

совершающийся при постоянном теплосодержании. Построение этого процесса на диаграмме $I - d$ показано на рис. 11.VI. Исходными данными для построения процесса являются параметры наружного воздуха в точке H и угловой коэффициент луча процесса ε , определяемый через заданные значения $Q_{изб}$ и $\sum_{i=1}^{l_{уч.к}} G_{в.л.}$,

которые связаны отношением $\varepsilon = Q_{изб} / \sum_{i=1}^{l_{уч.к}} G_{в.л.}$. Наружный приточный воздух (с начальными параметрами в точке H : $t_{с.н} = 33,5^\circ \text{C}$, $\varphi_H = 30\%$, $d_H = 9,8 \text{ г/кг}$ и $I_H = 14 \text{ ккал/кг}$), взаимодействуя с разбрызгиваемой через форсунки водой, имеющей температуру $t_{\text{воды}} = t_{м.к} = 20,1^\circ \text{C}$, охлаждаясь адиабатически, приобретает параметры точки K : $\varphi_K = 95\%$, $t_K = 21^\circ \text{C}$, $d_K = 15 \text{ г/кг}$ и $I_K = I_H = 14 \text{ ккал/кг}$. После форсуночной камеры воздух направляется в тоннели, где ассимилирует выделяемое

там тепло во влагу. При $\varepsilon = Q_{\text{нзб}} / \sum_{i=1}^{l_{\text{уч. х}}} G_{\text{вл}} = 4$ и $\Delta I = I_{\text{кон}} - I_{\text{нач}} = 3,5$ ккал/кг определяются конечные параметры вытяжного вентиляционного воздуха в точке B_1 : $t_{B_1} = 32,6^\circ \text{С}$, $\varphi_{B_1} = 50\%$; $d_{B_1} = 15,8$ г/кг и $I_{B_1} = 17,5$ ккал/кг. Зная количество приточного воздуха $G_{\text{вент}}$ (полученное на основании принятого ΔI), поступающего на станцию с параметрами точки K , и количество поступающего на станцию циркуляционного воздуха $G_{\text{цI}} + G_{\text{цII}}$ с параметрами точки B_1 , получим параметры воздуха на станции. Они определяются из известного отношения [36] между количеством смешиваемых потоков воздуха и размерами отрезков на прямой процесса (в данном случае на прямой KB_1)

$$\frac{G_{\text{вент}}}{G_{\text{цI}} + G_{\text{цII}}} = \frac{KC_1}{B_1C_1}. \quad (33.VI)$$

Зная из диаграммы $I - d$ длину отрезка KB_1 на прямой $\varepsilon = 4$ и преобразовывая вышеприведенное отношение, получим

$$B_1C_1 = \frac{KB_1}{\frac{G_{\text{вент}}}{G_{\text{цI}} + G_{\text{цII}}} + 1}, \text{ мм.} \quad (34.VI)$$

Зная положение точки C_1 на прямой KB_1 , получим параметры воздуха в точке C_1 , являющиеся параметрами воздуха на станции: $t_{C_1} = 27,8^\circ \text{С}$; $\varphi_{C_1} = 64\%$, $d_{C_1} = 15,4$ г/кг и $I_{C_1} = 16$ ккал/кг.

Количество наружного приточного воздуха $G_{\text{вент}}$ при заданных параметрах воздуха на станции, соответствующих точке C_1 на луче процесса KB_1 также можно определить по формуле

$$G_{\text{вент}} = \frac{KC_1}{B_1C_1} (G_{\text{цI}} + G_{\text{цII}}), \text{ кг/ч.} \quad (35.VI)$$

Теплосодержание воздуха $I_{\text{ст1}}$ в точке C_1 , определенное по диаграмме $I - d$, соответствует теплосодержанию воздуха, определяемому по формуле (9.VI) и номограмме (см. рис. 3.VI).

Приведенный пример показывает возможность без внешнего источника водоснабжения эффективно охлаждать наружный воздух на $\Delta t = t_{\text{с. н}} - t_{\text{к}} = 33,5 - 21 = 12,5^\circ \text{С}$ и при этом получать большую теплоассимилирующую способность вентиляционного воздуха $\Delta I = 3,5$ ккал/кг, поддерживая температуру воздуха на станции $t_{C_1} = 27,8^\circ \text{С}$ и на вытяжке в точке B_1 $t_{B_1} = 32,6^\circ \text{С}$, что ниже атмосферной температуры $t_{\text{с. н}} = 33,5^\circ \text{С}$.

Если процесс в тоннеле будет происходить при большом влаговыделении, что соответствует меньшему угловому коэффициенту, например $\varepsilon = 1,3$, то при той же теплоассимилирующей способности воздуха ($\Delta I = 3,5$ ккал/кг), используя аналогичные построения, параметры вытяжного воздуха в точке B_2 будут: $t_{B_2} = 29^\circ \text{С}$, $\varphi_{B_2} = 67\%$, $d_{B_2} = 17,3$ г/кг и $I_{B_2} = 17,5$ ккал/кг,

а на станции в точке $C_2 - t_{C_2} = 25,8^\circ \text{C}$, $\varphi_{C_2} = 77\%$, $d_{C_2} = 16,3$ г/кг и $I_{C_2} = 16$ ккал/кг. В этих точках температура воздуха значительно ниже наружной, но влажность воздуха (в особенности на станции) будет сравнительно высокой ($\varphi_{C_2} = 77\%$), приближающейся к предельно допустимой.

Для обоих случаев построения процессов на диаграмме $I - d$ (при $\varepsilon = 4$ и $\varepsilon = 1,3$) воздух на станцию поступает с параметрами точки K , имеющей предельную относительную влажность $\varphi = 95\%$. Это не всегда допустимо (в особенности при низкой температуре грунта) в связи с возможностью выпадения конденсата. Для понижения относительной влажности воздуха, поступающего на станцию, можно часть его пропустить помимо форсуночной камеры по обводной линии (по байпасу).

Зная общее количество наружного приточного воздуха и задаваясь необходимыми параметрами воздуха в точке II , количество воздуха, которое необходимо пропустить через байпас, можно определить по формуле

$$G_{\text{байпас}} = \frac{KII}{KH} G_{\text{прит}}, \text{ кг/ч.} \quad (36.VI)$$

В зависимости от величины углового коэффициента процесса, происходящего в тоннеле (в данном примере $\varepsilon = 4$ и $\varepsilon = 1,3$), из точки II проводим лучи процесса, на которых находим параметры вытяжного воздуха в точке B_3 и на станции в точке C_3 при $\varepsilon = 4$, а также в точках B_4 и C_4 при $\varepsilon = 1,3$. Эти параметры отличаются от предыдущих меньшей относительной влажностью воздуха и большей его температурой, не превышающей температуру наружного воздуха. Однако для достижения этого при $\varepsilon = 4$ пришлось снизить теплоассимилирующую способность воздуха до $\Delta I = 16,8 - 14 = 2,8$ ккал/кг, что вызывает некоторое увеличение вентиляционного воздухообмена.

Количество испаряющейся воды в форсуночной камере, которое необходимо пополнить из внешних источников водоснабжения, определяется по формулам:

при подаче воздуха на станцию с параметрами точки K

$$W_{\text{вода}} = \frac{G_{\text{вент}} (d_K - d_H)}{1000}, \text{ кг/ч;} \quad (37.VI)$$

при подаче воздуха на станцию с параметрами точки II

$$W_{\text{вода}} = \frac{(G_{\text{вент}} - G_{\text{байпас}}) (d_K - d_H)}{1000}, \text{ кг/ч.} \quad (38.VI)$$

Учитывая возможный унос воздухом капель неиспарившейся воды, следует увеличить ее количество в 1,2 раза.

Форсуночную камеру адиабатического охлаждения следует располагать на продолжении вентиляционной камеры со стороны нагнетания вентиляторов, работающих на приток в теплый период года. Такое расположение камеры позволяет без установки

сепараторов, создающих дополнительное аэродинамическое сопротивление, оградить вентиляционные агрегаты от увлажнения каплями воды, уносимыми потоками воздуха. Увлажнение путевого тоннеля в этом случае не представляет опасности. Следует иметь в виду, что при пропуске наружного воздуха через форсуночную камеру происходит также некоторая его очистка от взвешенной пыли (вследствие промывки), что повышает целесообразность применения подобной системы в районах с запыленным наружным воздухом. Характеристика способов обработки воздуха приведена в табл. 2.VI.

Полиэропический процесс охлаждения с осушением наружного приточного воздуха при непосредственном контакте с водой. При этом способе охлаждения также используется форсуночная камера, в которой разбрызгиваемая через форсунки вода вступает в непосредственный контакт с потоками воздуха, проходящего через водяную (капельную) завесу. Для охлаждения и осушения воздуха необходимо, чтобы температура разбрызгиваемой воды была ниже температуры точки росы обрабатываемого воздуха.

Процесс охлаждения и осушения изображается прямой линией, проведенной на диаграмме $I - d$ (рис. 12.VI) через точку H с параметрами наружного воздуха, поступающего в форсуночную камеру, и точку m , лежащую на граничной кривой ($\varphi = 100\%$) в месте пересечения ее с изотермой, характеризующей приблизительно конечную температуру воды, которая удаляется из форсуночной камеры после разбрызгивания.

Параметры воздуха, покидающего водяную завесу, характеризуются точкой K , лежащей на прямой $H - m_k$, и определяются по изотерме t_k . Методика определения параметров воздуха и расчет форсуночной камеры приведены в § 3 главы VIII.

Схема обработки воздуха при охлаждении и осушении может быть прямоточная (с использованием только наружного воздуха) и рециркуляционная. Несмотря на известные эксплуатационные выгоды рециркуляционной схемы применение ее для тоннельной вентиляции представляет значительные конструктивные сложности (вследствие необходимости сооружать дополнительные вентиляционные тоннели для рециркуляции воздуха) и требует больших капитальных затрат, не оправдывающих эксплуатационные выгоды. Поэтому при необходимости охлаждения и осушения воздуха целесообразно применять прямоточную схему.

Построение этого процесса на диаграмме $I - d$ заключается в следующем. Из точки K (см. рис. 12.VI) проводится заданный луч процесса (при $\epsilon = 1,9$), на котором по заданному значению ΔI находятся параметры вытяжного воздуха в точке B_1 . Параметры воздуха на станции метрополитена будут соответствовать параметрам точки C_1 , которые определяются по формуле (33.VI). Если относительная влажность воздуха на станции и относительная влажность воздуха, выходящего из форсуночной камеры, окажутся недопустимо большими, то, применяя байпас, можно

Способ обработки воздуха	Место расположения установки для обработки воздуха в схеме вентиляции	Характеристика источника, примененного для обработки воздуха	Количество источника охлаждения или нагрева
Адиабатическое охлаждение наружного воздуха с его увлажнением	После приточных вентиляторов по направлению движения воздуха	Циркуляционная вода (внутри форсуночной камеры)	0,2—1,8 кг воды на 1 кг воздуха
Охлаждение с осушением наружного приточного воздуха при непосредственном контакте с водой	После приточных вентиляторов по направлению движения воздуха	Как правило, подземные источники водоснабжения или циркуляционная вода, пропускаемая через холодильную станцию	0,5—2,5 кг воды на 1 кг воздуха
Охлаждение с осушением наружного приточного воздуха при применении поверхностных охладителей	На приточном и рециркуляционном воздухе	Внешние, как правило, подземные источники водоснабжения или циркуляционная вода, охлаждаемая в холодильной станции	0,8—2,5 кг воды на 1 кг воздуха

Таблица 2.VI

Достоинства	Недостатки	Область возможного применения
<p>Отсутствие необходимости иметь внешние источники охлаждения; незначительный расход воды любой температуры; возможность частичной очистки воздуха от пыли промывкой водой, совмещенные форсуночная камера с камерой глушения шума; небольшое аэродинамическое сопротивление форсуночной камеры</p> <p>Возможность получения любых заданных параметров воздуха в зависимости от качественной и количественной характеристик внешних источников водоснабжения; возможность промывкой водой частично очищать воздух от пыли; совмещенные форсуночная камера с камерой глушения шума; естественная ионизация воздуха вследствие прохода его через форсуночную камеру; небольшое аэродинамическое сопротивление форсуночной камеры</p> <p>Возможность использования воды после воздухоохладителей без дополнительной установки насосов; охлаждение и одновременное осушение воздуха; строгое разделение теплообменяющих сред; отсутствие потерь в воде</p>	<p>Дополнительный расход электроэнергии на работу циркуляционных водяных насосов ($2,7 \cdot 10^{-5} - 4 \cdot 10^{-5}$ кВт·ч на 1 кг обрабатываемого в камере воздуха); дополнительные эксплуатационные расходы на обслуживаемые установки</p> <p>Большой расход внешней воды для ее подачи в форсуночную камеру или на конденсаторы холодильных машин; большие дополнительные эксплуатационные затраты и расходы электроэнергии на откачку воды на поверхность; большие дополнительные эксплуатационные расходы на обслуживаемые установки; зависимость от внешних источников водоснабжения (качество и количество)</p> <p>Дополнительные значительные аэродинамические сопротивления</p>	<p>Основная тоннельная вентиляция метрополитенов в городах с высокими расчетными вентиляционными температурами воздуха ($t > 27^\circ \text{C}$) при малой его относительной влажности ($\varphi \leq 35\%$), при частоте движения 5-вагонных поездов в часы пик более 24 пар в час</p> <p>Основная тоннельная вентиляция метрополитенов в городах с высокими расчетными вентиляционными температурами воздуха ($t > 30^\circ \text{C}$) при большой его относительной влажности ($\varphi > 55\%$), при частоте движения 5-вагонных поездов более 24 пар в часы пик</p> <p>В редких случаях основная тоннельная вентиляция при необходимости дальнейшего использования охлаждающей воды, но при отсутствии значительной запыленности наружного воздуха, а в основном в местных системах вентиляции для снятия местных теплоизбытков</p>

Способ обработки воздуха	Место расположения установки для обработки воздуха в схеме вентиляции	Характеристика источника, применяемого для обработки воздуха	Количество источника охлаждения или нагрева
Испарительное охлаждение воздуха тоннелей	Циркуляционные потоки в перегонных тоннелях	Водопроводная вода с температурой $t_{\text{воды}} = t_{\text{м}}$	По расчету, кг/м (два пути)
Нагревание наружного вентиляционного воздуха	На приточном и рециркуляционном воздухе	Перегретая вода теплоцентрали; горячая вода местных котельных; электроэнергия	2—12 ккал/кг обрабатываемого воздуха
Нагревание ограниченного объема воздуха непосредственно около оборудования с созданием в этой зоне микроклимата	Во всех помещениях, в которых установлено электрооборудование; в путевых тоннелях непосредственно в самом оборудовании или в шкафах, в которых оно установлено	Электроэнергия в электропечах, электрокалориферах, тепловых электроэлементах ТЭН	По расчету, ккал/ч

Достоинства	Недостатки	Область возможного применения
<p>Отсутствие аэродинамического сопротивления в охлаждающей системе; использование путевых перегонных тоннелей вместо сооружения дополнительных камер</p> <p>Возможность поддержания заданной температуры воздуха для всего сооружения вследствие сосредоточения в одном месте подогревающей установки</p> <p>Небольшой расход электроэнергии на подогрев помещений и только мест расположения электрооборудования; использование только имеющих площади для размещения оборудования</p>	<p>Постоянный расход водопроводной воды; увеличение расхода энергии на водоотливные установки; дополнительные эксплуатационные затраты на наблюдение за работой системы; постоянное увлажнение ограждающих поверхностей путевых тоннелей и частично кабелей и др.</p> <p>Дополнительный значительный расход энергии; дополнительные значительные аэродинамические сопротивления; необходимость наличия дополнительных площадей для размещения оборудования; значительные капитальные и эксплуатационные затраты на эксплуатацию установок</p> <p>Дополнительный расход электроэнергии; дополнительные капитальные и эксплуатационные затраты на эксплуатацию установок; разбросанность подогревающего оборудования по всей трассе</p>	<p>Основная тоннельная вентиляция метрополитенов при частоте движения 5-вагонных поездов в часы «пик» более 36 пар в час и незначительном поступлении в тоннели подземных вод с общей характеристикой процесса в тоннеле</p> $\epsilon = \frac{Q_{изб}}{\sum G_{вл}} > 3$ <p>В редких случаях в холодный период года в системах основной тоннельной вентиляции (при близком расположении приточной системы от станции), а в основном в местных системах вентиляции в холодный период года; в тепловых завесах вестибюлей; реже у порталов, у притока наружного воздуха в отдельные помещения и т. п.</p> <p>Все сооружения метрополитена, имеющие электротехническое оборудование, включая путевые тоннели, при частоте движения в часы «пик» менее 20 пар в час 5-вагонных поездов; в городах с расчетной вентиляционной относительной влажностью воздуха в теплый период года $\phi > 55\%$, температурой грунта, окружающего тоннели, ниже точки росы расчетной наружной температуры воздуха теплого периода года</p>

часть наружного воздуха аналогично предыдущему пропустить, минуя форсуночную камеру, и тем самым уменьшить относительную влажность смеси наружного воздуха, одновременно повышая остальные его параметры, отвечающие точке *II*. Определение количества воздуха, проходящего через байпас, и положения точки *II*

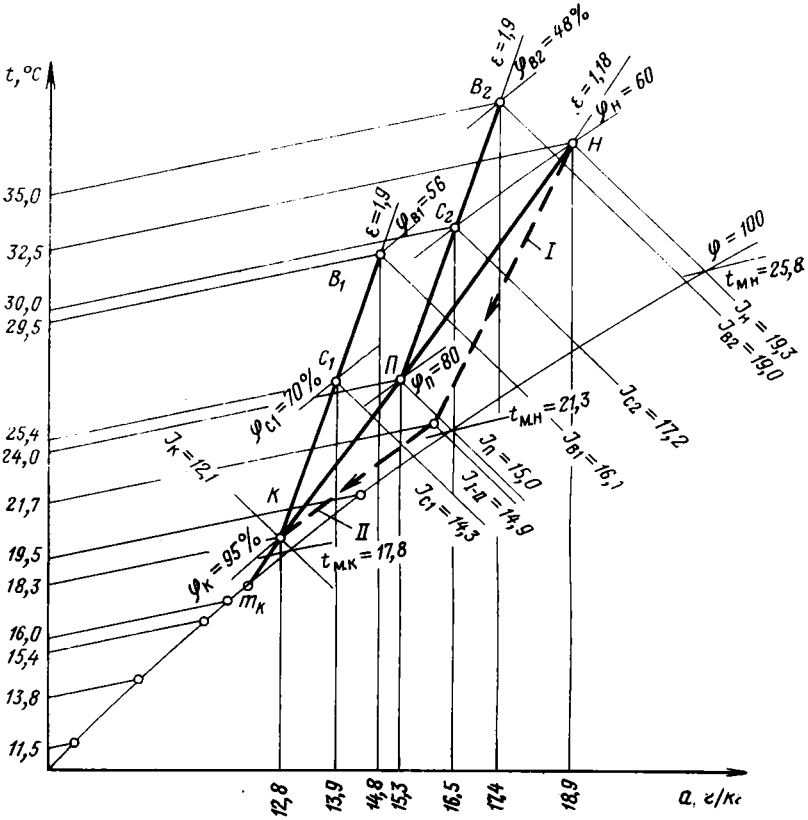


Рис. 12.VI. Графическое изображение процессов охлаждения и осушения воздуха в форсуночной камере (сплошными линиями показан процесс в одноступенчатой камере, а пунктиром — в двухступенчатой) *I, II* — условный процесс соответственно в первой и второй ступенях двухступенчатой камеры (см. примеры 2 и 3 в § 3 главы VIII)

на линии *HK* производится по формуле (36.VI). В этом случае процесс ассимиляции тепла и влаги в тоннеле идет по линии $ПВ_2$ при $\epsilon = 1,9$, а параметры вытяжного воздуха в точке B_2 и воздуха на станции в точке C_2 определяются вышеизложенным способом. Линия этого процесса, происходящего в тоннеле, проведенная из точки *II*, снижая относительную влажность воздуха, приводит к более высоким его температурам (как на станции, так и на вытяжке), а иногда — к необходимости увеличения воздухообмена

вследствие вынужденного снижения величины ΔI для снижения температуры t_{B_2} .

В зависимости от необходимой расчетной температуры воды в форсуночной камере ее источниками могут быть подземные воды или (в крайнем случае) холодильные установки. Применение холодильных установок требует детального обоснования с целью исключения больших капитальных и эксплуатационных затрат. Форсуночная камера располагается аналогично камере адиабатического увлажнения (см. рис. 10.VIII). Однако в случае достаточного давления воды, подаваемой на форсунки, насосы у форсуночной камеры можно не устанавливать. Методика расчета форсуночных камер применительно к условиям метрополитена изложена в главе VIII. Характеристика этого способа охлаждения и осушения воздуха приведена в табл. 2.VI.

Охлаждение и осушение воздуха при применении поверхностных охладителей. Поверхностными охладителями (называемыми также «сухими») называются теплообменные аппараты (воздухоохладители), в которых твердая поверхность разграничивает теплообменивающие среды — воздух и воду или другие охлаждающие среды (фреон, аммиак, углекислый газ и др.). Поверхность, через которую происходит теплообмен, в таких воздухоохладителях может быть гладкая, ребристая и игольчатая.

Процесс охлаждения и осушения воздуха, происходящий при контакте его с твердой охлаждающей поверхностью, изображается на диаграмме $I - d$ (рис. 13.VI) аналогично процессу, происходящему в форсуночной камере при теплообмене между поверхностью водяных капель и воздухом.

Если температура охлаждающей поверхности будет соответствовать точке росы обрабатываемого воздуха $t_{к1}$, то воздух с начальными параметрами в точке H будет изменять свое состояние при постоянном влагосодержании ($d = \text{const}$) и стремиться к точке K_1 , лежащей на граничной кривой $\phi = 100\%$. Так как при предельно возможном состоянии воздуха после его охлаждения (аналогично форсуночному охладителю) значение $\phi = 92 \div 97\%$ (в среднем $\phi = 95\%$), то конечные параметры граничного слоя воздуха, соприкасающегося непосредственно с холодной поверхностью трубок охладителя, будут соответствовать точке K'_1 , лежащей на луче процесса HK_1 в точке пересечения с кривой $\phi = 95\%$. Остальная масса воздуха, проходящего через воздухоохладитель, будет соприкасаться с более теплыми его поверхностями оребрения, поэтому в среднем температура воздуха обычно бывает выше изотермы $t_{к1}$. С достаточной для практики точностью это превышение можно принимать примерно на 2°C , в связи с чем параметры воздуха после воздухоохладителя будут находиться на луче процесса HK_1 в точке его пересечения с изотермой $t_{p1} \approx t_{к1} + 2$.

Если температура охлаждающей поверхности будет выше точки росы обрабатываемого воздуха $t_{к2}$, то ввиду отсутствия среды,

Из изложенного выше следует, что количество тепла, поглощенное воздухоохладителем, можно определить по формуле

$$Q_{10} = G (I_H - I_P), \text{ ккал/ч,} \quad (39.VI)$$

где G — количество воздуха, пропускаемого через воздухоохладитель, кг/ч; I_H и I_P — соответственно начальное и конечное среднее (расчетное) теплосодержание воздуха в точках H и P , ккал/кг.

Методика расчета воздухоохладителя, отвечающего заданному значению Q_{10} , изложена в главе IX. Характеристика этого способа охлаждения и осушения изложена в табл. 2.VI.

Испарительное охлаждение — это процесс, в котором на испарение влаги затрачивается явное тепло, содержащееся в воздухе или поступающее от внешних источников; он протекает с увеличением влаго- и теплосодержания воздуха ($d_k > d_n$, $I_k > I_n$) при $\varphi_n \ll 100\%$. Здесь и далее $t_{c.k}$, $t_{c.n}$ — соответственно конечная и начальная температуры воздуха по сухому термометру; φ_n , φ_k — соответственно начальная и конечная относительная влажность воздуха; I_n , I_k — соответственно начальное и конечное теплосодержание воздуха; d_n , d_k — соответственно начальное и конечное влагосодержание воздуха).

Адиабатическое охлаждение является частным случаем испарительного охлаждения. Оно протекает при $d_k > d_n$, $t_{c.k} < t_{c.n}$, $\varphi_n < 100\%$, $I = \text{const}$.

В зависимости от соотношения между теплом и влагой, поступающими в воздух или находящимися в нем (т. е. в зависимости

от углового коэффициента $\varepsilon = Q_{10} / \sum_{i=1}^{l_{\text{уч.к}}} G_{\text{в.л}}$, при испарительном

охлаждении температура воздуха по сухому термометру может снижаться ($t_{c.k} < t_{c.n}$) или повышаться ($t_{c.k} > t_{c.n}$). Значению $\varepsilon < 0,6$ соответствует $t_{c.k} < t_{c.n}$, $\varepsilon > 0,6$ — $t_{c.k} > t_{c.n}$, $\varepsilon \approx 0,6$ — $t_{c.k} = \text{const}$. Это используется в вентиляции при необходимости существенного увеличения теплоассимилирующей способности воздуха, но при недопустимости большого повышения его конечной температуры.

В начале параграфа было показано, что такой процесс (см. рис. 10.VI) в большей или меньшей степени происходит в тоннелях метрополитена вследствие поступления в них через неплотности гидроизоляции влаги из грунтов, окружающих тоннели.

Для снижения конечной температуры вытяжного воздуха процесс испарительного охлаждения можно воспроизвести, если искусственным путем увлажнять необходимую внутреннюю поверхность тоннелей. Метод определения необходимой дополнительной поверхности увлажнения тоннелей и требуемого количества воды для увлажнения воздуха состоит в следующем. На диаграмме $I - d$ задаются начальные и конечные параметры воздуха точки H и B и по лучу процесса находится угловой коэффициент ε (см. рис. 10.VI). Зная теплоизбытки в тоннеле $Q_{\text{изб}}$, по формуле,

полученной из выражения (31.VI), найдем необходимое количество влаги, которое должно испариться в двух тоннелях, для увлажнения воздуха

$$\sum_{i=1}^{l_{\text{уч. х}}} G_{\text{вл. необ}} = \frac{Q_{\text{нзб}}}{\varepsilon}, \text{ г/ч.} \quad (39a.VI)$$

Если известно количество влаги, испаряющейся в двух тоннелях от всех источников, необходимое дополнительное количество влаги для осуществления заданного процесса определится по формуле

$$\sum_{i=1}^{l_{\text{уч. х}}} G_{\text{вл. доп}} = \sum_{i=1}^{l_{\text{уч. х}}} G_{\text{вл. необ}} - \sum_{i=1}^{l_{\text{уч. х}}} G_{\text{вл.}}, \text{ г/ч,} \quad (40.VI)$$

где $\sum_{i=1}^{l_{\text{уч. х}}} G_{\text{вл.}}$ — количество влаги, определяемое по формуле (48.IV).

Преобразовывая формулу (39.VI), получим выражение для определения необходимой внутренней поверхности увлажнения двух тоннелей (дополнительной к основной поверхности, смачиваемой водой, поступающей через неплотности гидроизоляции тоннелей)

$$F_{\text{доп. вн}} = \frac{1,45 \sum_{i=1}^{l_{\text{уч. х}}} G_{\text{вл. доп}}}{\mu_1 (31 + 17,4 v_{\text{о. ист. з}}) (P_{\text{п2}} - P_{\text{п1}}) \frac{760}{P_6}}, \text{ м}^2. \quad (41.VI)$$

Значения составляющих μ_1 , $v_{\text{о. ист. з}}$, $P_{\text{п2}}$, $P_{\text{п1}}$ приведены в § 2 главы IV.

В формуле (41.VI) коэффициент, равный 1,45, должен применяться для тоннелей в водоносных грунтах, так как он учитывает возможное частичное совпадение поверхности, смачиваемой водой, поступающей через неплотности гидроизоляции, с искусственно увлажненной поверхностью.

Для тьюбинговых тоннелей определяемая поверхность соответствует поверхности по образующим ребер тьюбингов.

Задавая высоту внутренней боковой смоченной поверхности $h_{\text{см}}$ каждого тоннеля, получим необходимую длину участка тоннеля, подлежащего смачиванию,

$$l_{\text{см}} = \frac{F_{\text{доп. вн}}}{2h_{\text{см}}}, \text{ м.} \quad (42.VI)$$

Возможные конструкции смачивающих установок и их расчет приведены в главе VIII. Характеристика способа испарительного охлаждения приведена в табл. 2.VI.

Нагревание наружного вентиляционного воздуха. Термодинамический процесс нагревания воздуха общеизвестен. Для нагревания воздуха используются водяные, паровые или электрические калориферы, в которых воздух, нагреваясь, повышает свою температуру и теплосодержание при постоянном влагосодержании $d = \text{const}$. На диаграмме $I - d$ такой процесс нагревания изо-

бражается вертикальной восходящей прямой от точки H до точки H' . Как правило, такой процесс применяется в местных системах вентиляции метрополитена, подающих в помещения воздух с нормируемыми температурами, а также в тепловых и воздушно-тепловых завесах.

Нагревание ограниченного объема воздуха около оборудования и создание в этой зоне микроклимата. В метрополитенах с условной интенсивностью движения в часы «пик» $n_{y,и} < 120$ (см. § 8 главы III) количество выделяемого в тоннелях тепла сравнительно незначительное. Если при этом тоннели пройдены в водоносных грунтах с достаточно низкой температурой ($t_{гр} \leq \leq 13^\circ \text{C}$) и расчетной влажностью наружного воздуха в теплый период года $\varphi > 55\%$, то в этот период температура воздуха в тоннелях может быть даже ниже наружной. При этом относительная влажность граничного слоя воздуха у ограждающих поверхностей тоннелей может быть больше 80% и можно даже ожидать выпадения конденсата.

Для уменьшения относительной влажности воздуха в тоннелях можно было бы приточный воздух до подачи в тоннели подогреть на калориферах или подогреть тоннельный воздух путем прокладки в них теплопроводов. Однако такое решение требует больших капитальных и эксплуатационных затрат. Поэтому для более экономичной защиты электрооборудования, установленного в подземных тяговых и понизительных электроподстанциях, электрораспределительных устройствах, пультах управления, диспетчерских пунктах, водоотливных установках и других электротехнических помещениях, сообщающихся с путевыми тоннелями, необходимо создавать микроклимат с более высокой температурой воздуха и меньшей относительной его влажностью, чем в тоннелях. Это достигается поддержанием в этих помещениях такой температуры, чтобы в помещениях относительная влажность вентиляционного воздуха, поступающего из тоннеля, удовлетворяла условию $\varphi \leq 75\%$. Для выполнения этого в перечисленных помещениях следует устраивать отопление (водяное или электрическое), рассчитанное на компенсацию теплопотерь в грунт только из этих помещений, а также на подогрев до температуры, обеспечивающей относительную влажность вентиляционного воздуха, подаваемого из тоннеля $\varphi \approx 75\%$.

Электрооборудование, устанавливаемое непосредственно в путевых тоннелях с высокой влажностью воздуха, должно подогреться за счет тепла, выделяемого этим оборудованием при его работе, или за счет искусственного подогрева путем установки в оборудовании либо тепловых элементов ТЭН, либо электрических ламп накаливания. Такой подогрев создает внутри оборудования микроклимат с относительной влажностью воздуха $\varphi \approx \approx 65 \div 75\%$.

При расположении электрооборудования в шкафах, пультах или ящиках подогрев воздуха решается сравнительно просто.

Кроме того, поверхность ограждающих электрооборудование конструкций также будет иметь температуру выше температуры окружающего воздуха. Поэтому пограничный слой воздуха, соприкасающийся с этой поверхностью, также будет иметь относительную влажность $\varphi < 80\%$, что предотвратит от увлажнения ограждающую поверхность.

Количество тепла, необходимого для создания микроклимата с относительной влажностью воздуха $\varphi < 75\%$, внутри шкафов с электрооборудованием (пультов или ящиков), располагаемых непосредственно в путевых тоннелях с относительной влажностью воздуха $\varphi \approx 95\%$, определяется из следующих уравнений

$$Q = KF \Delta t = KF (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}), \text{ ккал/ч}; \quad (43.VI)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{нар}}}}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}, \quad (44.VI)$$

где F — внешняя суммарная поверхность металлического шкафа (пульта или ящика), м^2 ; K — коэффициент теплопередачи при стационарном режиме от воздуха в шкафу, пульте или ящике через их стенки к воздуху в тоннеле, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}$; $\alpha_{\text{в}}$ — коэффициент тепловосприятия поверхностью стенки шкафа (пульта или ящика) от внутреннего воздуха при практически мало подвижном воздухе ($\alpha_{\text{в}} = 7,5$), $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}$; $\alpha_{\text{н}}$ — коэффициент теплоотдачи от наружных поверхностей шкафа (пульта или ящика) в воздух тоннеля, движущийся с изменяющейся скоростью $0,5$ — 16 м/с ($\alpha_{\text{н}} = 20$), $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}$; δ — толщина каждого слоя материала конструкции шкафа (пульта или ящика), м; λ — коэффициент теплопроводности каждого слоя материала конструкции шкафа (пульта или ящика), $\text{ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}$; Δt — разница между температурой воздуха внутри шкафа (пульта или ящика) и температурой воздуха в тоннеле ($\Delta t = 2,5 \div 4$), °C ; n — количество слоев материала шкафа.

Характеристика способов термодинамической обработки воздуха приведена в табл. 2.VI.

§ 6. Режим работы системы тоннельной вентиляции, общие замечания к определению воздухообмена и принципы управления

При установлении воздухообмена для вентиляции тоннелей метрополитена рекомендуется руководствоваться следующим. График работы вентиляции тоннелей метрополитена следует строить для двух режимов — для теплого и холодного периодов года.

За время работы в режиме холодного периода года система вентиляции, ассимилируя теплоизбытки, выделяемые в тоннелях, должна охладить грунт, окружающий тоннели, до температуры, приближающейся к естественной температуре.

При определении воздухообмена по тепло- и влаговыделениям наибольшее количество воздуха, как правило, требуется для работы в теплый период года. Однако в районах с малой длительностью холодного периода года, высокой средней температурой самого холодного месяца $t \gg 0^\circ \text{C}$, сравнительно высокой температурой грунта $t_{\text{гр}} \geq 12^\circ \text{C}$ и при условной интенсивности движения в часы «пик» $n_{\text{у.н}} > 120$ может оказаться, что наибольшее количество воздуха требуется для работы в холодный период года. Поэтому вентиляция тоннелей метрополитена для каждого города должна быть рассчитана как для теплого, так и для холодного периодов года и по наибольшему количеству воздуха должно быть подобрано и расположено вентиляционное оборудование. Учитывая, что при реверсировании снижение производительности осевых вентиляторов может достигать 40—84% (в зависимости от конструкции), следует вентиляторы подбирать так, чтобы расчетная производительность при работе на реверс отвечала их конструктивной возможности. В особенности это имеет значение при определении расчетного воздухообмена по его кратности или по газо- и пылевыведениям. В этих случаях расчетный воздухообмен должен приниматься при реверсивном ходе, так как при прямом ходе он будет больше.

График работы и система управления вентиляцией должны учитывать необходимость кратковременной остановки работы вентиляции в часы с наиболее высокими наружными температурами воздуха в теплый период года и наиболее низкими температурами в холодный период, значительно отличающимися от принятых расчетных (см. приложение 5). Управление тоннельной вентиляцией должно быть построено на дистанционном управлении всеми агрегатами из единого командного центра для всех линий метрополитена данного города. Из этого центра производится включение и отключение любого вентиляционного агрегата и туда же поступает сигнализация о работе этих агрегатов, а также о температуре воздуха на станциях и снаружи. Учитывая, что колебание наружных температур ($\Delta t > 8^\circ \text{C}$), влияющих на состояние воздушной среды в тоннелях, происходит часами, то вследствие большой тепловой инерции массивных ограждений тоннелей изменение режима работы тоннельной вентиляции вполне подвластно оператору, находящемуся в едином командном центре. Эти специфические условия работы тоннельной вентиляции позволяют отказаться от автоматизации работы тоннельной вентиляции (наличие которой не исключает управление из единого командного центра), что упрощает и удешевляет эксплуатацию.

Воздух в количестве, необходимом для расчетного участка трассы (расстояние между осями двух смежных станций), должен

подаваться и отводиться через вентиляционные шахты или вентиляционные отсеки наклонных эскалаторных тоннелей станций данного расчетного участка. Портал, примыкающий к расчетному участку трассы, должен учитываться как канал, по которому воздух (вследствие поршневого действия движущихся поездов или разницы давления на поверхности и в тоннелях) будет поступать в тоннели с поверхности или выходить из них наружу. В зависимости от работы ближайшей к порталу шахты (на приток или вытяжку) через портал воздух будет выходить на поверхность или засасываться в тоннели. Расстояния между этими шахтами и от шахты до портала будут влиять на количество проходящего через портал воздуха, составляющего, по данным эксплуатации отечественных метрополитенов, от 70 000 и до 200 000 м³/ч. При распределении расчетного количества воздуха между подающими и вытяжными шахтами следует создавать (в особенности для работы в холодный период года) преобладание притока воздуха над вытяжкой в объеме 15—20% от расчетного количества воздуха, для того чтобы этот избыток воздуха выходил на поверхность через наклонные эскалаторные тоннели и вестибюли станции, что обеспечивает их проветривание и частично предотвращает прорывы наружного воздуха через входы в вестибюли. Преобладание притока над вытяжкой можно достигнуть путем остановки части вентиляторов, работающих на вытяжку. Так как обычно в каждой вентиляционной установке располагается по два вентилятора, то останавливать вентиляторы рекомендуется по одному через 1—2 перегона, чтобы в среднем на линии оказался дефицит в вытяжке на 15—20%.

При воздухообмене на расчетном участке трассы, превышающем 450 000 м³/ч, что соответствует $l_{\text{пер}} > 2200$ м при системе вентиляции № 2 на перегоне рекомендуется располагать три и более вентиляционные шахты, из которых средние следует рассматривать как станционные, работающие при реверсивной системе на приток в теплый период года и на вытяжку в холодный. Остальные шахты должны работать в обратном режиме относительно средних шахт. Воздух между смежными расчетными участками активно перемешивается движущимися поездами, поэтому допускается переносить часть расчетного количества воздуха с данного перегруженного участка на менее нагруженные участки, непосредственно примыкающие к нему, что позволяет выравнивать производительность вентиляционных шахт смежных расчетных участков.

Тоннельную вентиляцию следует рассчитывать как на максимальную перспективу развития метрополитена, так и на первые годы эксплуатации, требующие меньшего воздухообмена. Основные строительные конструкции тоннельной вентиляции (вентиляционные шахты, отсеки в наклонных эскалаторных тоннелях, камеры вентиляторов и др.) должны быть сооружены из расчета перспективного развития метрополитена. Если при предполага-

емом перспективном развитии метрополитена за пределами 15—20 лет необходимо иметь на перегоне три вентиляционные шахты, а для первых лет эксплуатации значительно меньшее количество воздуха, чем для перспективы, рекомендуется для первого периода эксплуатации построить одну среднюю вентиляционную шахту, зарезервировав места для строительства в будущем двух других.

Воздухообмен в тупиках, имеющих смотровые канавы и линейные пункты, должен обеспечивать температуру воздуха не большей, чем она принята на станциях.

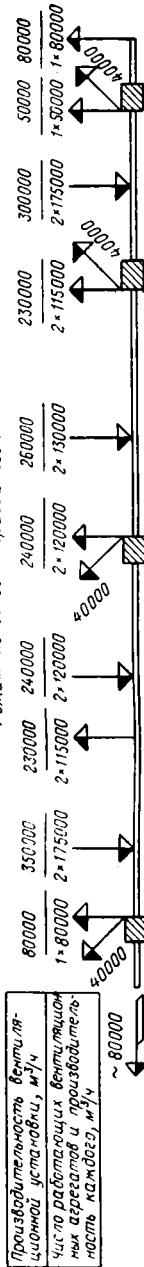
Число устанавливаемых в камерах вентиляционных агрегатов должно соответствовать расчетной производительности вентиляционных установок (резервные вентиляционные агрегаты не устанавливаются). Целесообразно устанавливать два вентиляционных агрегата для параллельной работы. Установка большего числа агрегатов вызывает большие конструктивные и строительные трудности и неудобства в эксплуатации, учитывая необходимость их параллельной работы. В вентиляционных камерах станций и перегонов мелкого заложения с малой расчетной производительностью вентиляционных установок, а также в вентиляционных камерах тупиков можно допустить установку по одному вентиляционному агрегату. Для одной линии метрополитена желательно применение одного типа вентиляторов.

Число вентиляционных агрегатов и их характеристику рекомендуется принимать в вентиляционных камерах из расчета перспективного развития. Однако при большой разнице в производительности вентиляционных установок между первым периодом эксплуатации и перспективным рекомендуется на первый период снижать угол поворота лопаток рабочих колес вентиляторов (если это возможно) или снижать скорость вращения вентиляторов, т. е. потребляемую мощность электродвигателей. В отдельных случаях может оказаться даже целесообразным на первый период эксплуатации устанавливать электродвигатели меньшей мощности, предусматривая в перспективе их замену более мощными.

Как правило, в первые два года эксплуатации метрополитена расчетные параметры воздуха в тоннелях (по температуре и влажности) не достигаются. Обычно в этот период относительная влажность воздуха бывает высокая (80—85%) при низкой температуре воздуха (ниже расчетной). Особенно это наблюдается в метрополитенах с условной интенсивностью движения в часы «пик» $n_{у.п} < 120$ как в первый, так и в более поздние периоды эксплуатации. Поэтому для этих случаев проектом следует предусматривать на первый период эксплуатации нагревание ограниченного объема воздуха непосредственно около оборудования с созданием в этой зоне микроклимата по всем тоннелям или частично (в зависимости от климатических условий города). По мере прогрета строительных конструкций тоннелей и примыкающих к ним слоев грунта эти установки постепенно могут быть отключены. Пример составления схемы и графика работы тоннельной вентиляции приведен

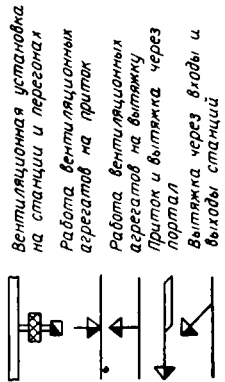
Теплоизбытки, ккал/ч	253900	710000	640000	833000	650000	252000
Расчетный перепад температур жидкости на перегоне ДТ, град/сек	1,35	3,5	3,5	3,5	3,5	2,7
Расчетное количество воздуха на участке, м ³ /ч	60000	158000	140000	197000	125000	60000
Принятое количество воздуха на участке, м ³ /ч	60000	140000	140000	190000	130000	60000
Воздухообмен на 1м трассы, м ³ /ч	145	210	190	175	185	130
Кратность воздухообмена	3,5	5,0	4,6	4,2	3,6	3,1

Режим холодного периода года



Теплоизбытки, ккал/ч	405600	1281000	1200000	1482000	904000	416000
Расчетный перепад температур жидкости на перегоне ДТ, град/сек	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2
Расчетное количество воздуха на участке, м ³ /ч	80000	117000	146000	80000	160000	89500
Принятое количество воздуха на участке, м ³ /ч	80000	120000	150000	80000	160000	90000
Воздухообмен на 1м трассы, м ³ /ч	120	185	175	150	135	120
Кратность воздухообмена	2,9	4,5	4,3	3,5	3,2	2,9

Условные обозначения



Примечание

Максимальная частота движения - 40 пар поездов в час
Средняя скорость движения поездов на трассе 46 км/ч
Число вагонов в поезде - 6; масса вагона - 32т
Удельный расход электроэнергии подвижным составом - 0,021 кВт/т*км
Среднее число пассажиров в вагоне - 90 чел
Для холодного периода года сокращается производительность
вытяжных агрегатов относительно приточных на ~20%,
а для теплого - на ~15%.

Рис. 14.VI. Схема и график работы тоннельной вентиляции

на рис. 14.VI, в котором также показаны условия, требующие расположения всех вентиляторов для работы в теплый период года на прямой ход, за исключением вентиляторов в камерах у шахт № 2 и 8, которые на прямой ход располагаются для работы в холодный период года.

§ 7. Определение нарастания концентрации вредных в воздухе во времени

В предыдущих параграфах определялся воздухообмен в тоннелях при заданной концентрации вредных с момента достижения постоянной величины концентрации, соответствующей расчетному воздухообмену, т. е. с момента достижения стационарного режима. В практике иногда возникает необходимость определить закон нарастания этой концентрации вредных в воздухе с момента начала их выделения до достижения концентрации, соответствующей расчетному воздухообмену.

Если допустить, что распределение (по объему тоннеля или помещения) выделяющихся или поступающих вредных происходит мгновенно и идеально равномерно, то при рассмотрении этого процесса в практических расчетах могут встретиться следующие три случая.

1-й случай. Нарастание концентрации заданной вредности в воздухе тоннеля при наличии определенной величины воздухообмена чистым воздухом или при рециркуляционном воздухообмене с пропуском воздуха через очистительную установку, полностью очищающую воздух от вредных.

Математическое решение такой задачи впервые было осуществлено проф. А. Н. Селиверстовым [31].

Если в тоннеле (или помещении) с внутренним объемом воздуха V (м^3), имеющим начальную концентрацию определенной вредности y_0 ($\text{г}/\text{м}^3$), начнет выделяться эта вредность в количестве C ($\text{г}/\text{ч}$), то, проветривая помещение воздухом при воздухообмене L ($\text{м}^3/\text{ч}$), содержащим данную вредность с постоянной концентрацией y_n ($\text{г}/\text{м}^3$), можно определить по истечении времени z (ч) концентрацию этой вредности y_z ($\text{г}/\text{ч}$).

Обозначая через $\sum_{i=1}^n C = zy_n + C$ суммарное количество вредных, равномерно выделяемых и поступающих в тоннель в течение периода вентиляции z , и через $\kappa = L/V$ кратность воздухообмена. Эта задача после интегрирования дифференциального уравнения в окончательном виде приводится к формуле

$$y_z = \frac{\sum_{i=1}^n C}{L} (1 - e^{-\kappa z}) + y_0 e^{-\kappa z}, \text{ г}/\text{м}^3. \quad (45. \text{VI})$$

Задаваясь временем z , можно получить нарастание концентрации данной вредности в воздухе тоннеля во времени.

При $z = \infty$

$$y_z = \frac{\sum_{i=1}^n C}{L} = \frac{Ly_n + C}{L}, \text{ г/м}^3. \quad (46.VI)$$

Решая уравнение (46.VI) относительно L , получим формулу для определения величины воздухообмена при стационарных условиях с конечной концентрацией вредности в воздухе тоннелей ($y_z = y_k$)

$$L = \frac{C}{y_z - y_n} = \frac{C}{y_k - y_n}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (47.VI)$$

2-й случай. Нарастание концентрации данной вредности в воздухе тоннеля при рециркуляционном воздухообмене с пропуском воздуха через очистную установку, имеющую заданную величину изменения во времени конечной концентрации вредностей (пропуск) после очистки.

Математическое решение этой задачи дано докт. техн. наук, проф. С. В. Коротковым.

Нарастание концентрации данной вредности за очистной установкой выражается линейным законом

$$y_{\text{проск}} = \alpha_{\text{вр}} z, \quad (48.VI)$$

где $\alpha_{\text{вр}}$ — заданный тангенс угла наклона нарастания концентрации вредности в воздухе во времени за очистной установкой.

В окончательном виде задача приводится к формуле

$$y_z = \frac{\sum_{i=1}^n C}{L} (1 - e^{-xz}) + y_0 e^{-xz} + y_{\text{проск}} \left[1 - \frac{(1 - e^{-xz})}{xz} \right], \text{ г/м}^3. \quad (49.VI)$$

При $z = \infty$

$$y_z = \frac{\sum_{i=1}^n C}{L} + y_{\text{проск}}, \text{ г/м}^3. \quad (50.VI)$$

Если $y_{\text{проск}} = 0$, то уравнение (50.VI) переходит в уравнение (46.VI).

3-й случай. Нарастание концентрации вредностей в тоннеле при отсутствии воздухообмена. Так как в этом случае воздухообмен $L = 0$, то нарастание концентрации вредностей при равномерном их выделении во времени зависит от объема воздуха тоннеля V и прямо пропорционально времени выделения данной вредности, т. е.

$$y_z = \frac{Vy_0 + Cz}{V}, \text{ г/м}^3. \quad (51.VI)$$

Таблица 3.VI

№ з	Расчетные формулы для 1-го случая	Расчетные формулы для 2-го случая
1	$y_1 = 0,63 \frac{\sum_{i=1}^n C}{L} + 0,37y_0$	$y_1 = 0,63 \frac{\sum_{i=1}^n C}{L} + 0,37y_0 + 0,37y_1 \text{ проск}$
2	$y_2 = 0,87 \frac{\sum_{i=1}^n C}{L} + 0,13y_0$	$y_2 = 0,87 \frac{\sum_{i=1}^n C}{L} + 0,13y_0 + 0,57y_2 \text{ проск}$
3	$y_3 = 0,95 \frac{\sum_{i=1}^n C}{L} + 0,05y_0$	$y_3 = 0,95 \frac{\sum_{i=1}^n C}{L} + 0,05y_0 + 0,68y_3 \text{ проск}$
4	$y_4 = 0,98 \frac{\sum_{i=1}^n C}{L} + 0,02y_0$	$y_4 = 0,98 \frac{\sum_{i=1}^n C}{L} + 0,02y_0 + 0,76y_4 \text{ проск}$
5	$y_5 = 0,99 \frac{\sum_{i=1}^n C}{L} + 0,01y_0$	$y_5 = 0,99 \frac{\sum_{i=1}^n C}{L} + 0,01y_0 + 0,80y_5 \text{ проск}$
6	$y_6 = \frac{\sum_{i=1}^n C}{L}$	$y_6 = \frac{\sum_{i=1}^n C}{L} + 0,83y_6 \text{ проск}$
7	$y_7 = \frac{\sum_{i=1}^n C}{L} + 0,86y_7 \text{ проск}$
8	$y_8 = \frac{\sum_{i=1}^n C}{L} + 0,88y_8 \text{ проск}$
9	$y_9 = \frac{\sum_{i=1}^n C}{L} + 0,89y_9 \text{ проск}$
100	$y_{100} = \frac{\sum_{i=1}^n C}{L}$	$y_{100} = \frac{\sum_{i=1}^n C}{L} + 0,99y_{100} \text{ проск}$

В табл. 3.VI приведены выведенные формулы в упрощенном виде в зависимости от значения κ , позволяющие облегчить расчеты для 1-го и 2-го случаев.

§ 8. Определение воздухообмена в пересадочных коридорах станций, отстойных тупиках, соединительных тоннелях между линиями метрополитена и для систем тоннельной вентиляции с байпасом № 2а

В пересадочных коридорах станций воздухообмен, как правило, должен определяться по теплоизбыткам для теплого периода года по следующим формулам:

$$L = \frac{Q_{изб}}{c_{1,0} \gamma_{1,0} (t_{кон. п. к} - t_{ст})}, \text{ м}^3/\text{ч}; \quad (52.VI)$$

$$Q_{изб} = \sum_{i=1}^n Q_{п. к} - Q_{гр. п. к}, \text{ ккал/ч}; \quad (53.VI)$$

$$\sum_{i=1}^n Q_{п. к} = \left[\frac{864 (N_{осв. п. к} + N_{вент. п. к}) + \frac{q_{я} n_{пас. п. к} + l_{п. к}}{60 v_{пас}}}{l_{п. к}} \right] \times$$

$$\times (l_{п. к} - 50), \text{ ккал/ч}; \quad (54.VI)$$

$$Q_{гр. п. к} = K_2 \Pi_{п. к} (l_{п. к} - 50) (t''_{в. п. к} - t_{гр}), \text{ ккал/ч}; \quad (55.VI)$$

$$t''_{в. п. к} = \frac{t_{кон. п. к} + t_{ст}}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (56.VI)$$

где $Q_{изб}$ — суммарные расчетные теплоизбытки в пересадочном коридоре, ккал/ч; $\sum_{i=1}^n Q_{п. к}$ — суммарные среднечасовые тепловыделения в пересадочном коридоре за четыре непрерывных часа с наибольшим пассажиропотоком, ккал/ч; $Q_{гр. п. к}$ — постоянный тепловой поток в грунт через ограждающую поверхность пересадочного коридора, соприкасающуюся с грунтом при нестационарном теплообмене и заданной длительности z повышения температуры воздуха, ккал/ч; $\gamma_{во}$ — плотность воздуха, кг/м³; $c_{1,0}$ — теплоемкость воздуха, ккал/кг; $t_{ст}$ — расчетная температура воздуха на станции в теплый период года (см. приложение 5), °C; $t_{кон. п. к}$ — конечная расчетная температура воздуха в пересадочном коридоре (значение $t_{кон. п. к}$ рекомендуется принимать

на $1,5—2,5^{\circ}\text{C}$ выше расчетной температуры воздуха на станции), $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{в } 1 \text{ п. к.}}^{\text{с}}$ — средняя по длине пересадочного коридора расчетная температура воздуха, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{гр}}$ — естественная температура грунта, окружающего пересадочный коридор, $^{\circ}\text{C}$; $N_{\text{осв } 1 \text{ п. к.}}$ — количество электроэнергии, переходящей в тепло при освещении пересадочного коридора, кВт; $N_{\text{вент. п. к.}}$ — потребляемая мощность электродвигателей вентиляторов (для вентиляции пересадочного коридора), переходящая в тепло, кВт; $q_{\text{я}}$ — явное количество тепла, выделяемое пассажиром (см. табл. 7.IV) при расчетной температуре воздуха в пересадочном коридоре $t_{\text{в } 1 \text{ п. к.}}^{\text{с}}$, ккал/ч; $n_{\text{пас. п. к.}}$ — среднечасовой пассажиропоток по пересадочному коридору за четыре непрерывных часа с наибольшими пассажиропотоками, чел.; $l_{\text{п. к.}}$ — длина пересадочного коридора между двумя станциями разных линий, включая наклонный эскалаторный тоннель, м; $v_{\text{пас}}$ — скорость движения пассажиров по пересадочному коридору, $v_{\text{пас}} = 40 \div 70$ м/мин; K_2 — коэффициент теплопередачи при нестационарном тепловом режиме, определяемый по формуле (44.V), ккал/м²·ч· $^{\circ}\text{C}$; $\Pi_{\text{п. к.}}$ — периметр сечения ограждающих конструкций пересадочного коридора, примыкающих к грунту, м.

При длине пересадочного коридора менее 50 м ассимиляция тепла в нем обеспечивается за счет всегда имеющегося воздухообмена (достаточного для пересадочного коридора длиной $l_{\text{п. к.}} < 50$ м), вызываемого поршневым действием движущихся поездов. В связи с этим при $50 \text{ м} < l_{\text{п. к.}} < 75 \text{ м}$ в расчетах следует принимать $l_{\text{п. к.}} = 75 \text{ м}$, а при $l_{\text{п. к.}} < 50 \text{ м}$ следует принимать $l_{\text{п. к.}} = 50 \text{ м}$. Во всех остальных случаях в расчетах следует принимать действительную длину пересадочного коридора.

Для горизонтальных пересадочных коридоров скорость движения пассажиров рекомендуется принимать 50—60 м/мин, а для наклонных — 40—50 и 60—70 м/мин соответственно при движении на подъем и под уклон.

При определении значения K_2 для пересадочного коридора расчетное время z следует принимать равным времени, принимаемому для расчета воздухообмена всей линии по методике, изложенной в § 7 главы V.

В отстойных тупиках линий метрополитенов, в которых предусматривается осмотр и мелкий ремонт поездов, как правило, осуществляется сравнительно длительный отстой не менее двух составов. Поэтому в дополнение к тепловыделениям в тоннелях, учтенным по методике, изложенной в § 1 главы IV, следует в тупиках учитывать также тепловыделения от накопленного тепла нагретыми поверхностями вагонов, находящихся в отстое. Их следует принимать в среднем количестве около 12 000 ккал/ч на один вагон. Кроме того, так как в теплый период года воздух в тупики поступает от вентиляционной установки тоннельной вентиляции, расположенной у конечной станции, примыкающей к тупикам, а вытяжка осуществляется через вентиляционную установку, расположенную в конце тупиков, что соответствует концу расчет-

ного участка, то воздухообмен в теплый период года следует определять по формуле (14.VI)

$$G_{\text{вент}} = \frac{Q_{\text{изб}}}{I_{\text{кон}} - I_{\text{нач}}}, \text{ кг/ч.}$$

При этом величина $Q_{\text{изб}}$ должна также учитывать и тепловыделение от нагретых поверхностей вагонов, находящихся в отстое.

Так как в тупиках при движении поездов находится персонал, производящий ремонтные работы, то значение $I_{\text{кон}}$ в указанной выше формуле следует принимать таким, чтобы конечная температура воздуха в тупиках была не выше температуры воздуха на станции, т. е. $t_{\text{кон, туп}} \leq t_{\text{ст}}$.

В соединительных тоннелях между линиями метрополитена, как правило, тепловыделение незначительно и поэтому воздухообмен в них следует принимать по кратности $\chi = 3$. При этом следует иметь в виду, что в случае низкой естественной температуры грунтов, окружающих соединительные тоннели, а также при достаточно высоком влагосодержании наружного воздуха, используемого для вентиляции, в соединительных тоннелях протяженностью более 500 м в теплый период года может наблюдаться (вследствие охлаждения воздуха) значительное повышение его относительной влажности ($\phi > 75\%$), вплоть до появления конденсата на ограждающих поверхностях. Этого явления можно избежать при значительном увеличении воздухообмена в соединительном тоннеле, что зависит от принятой схемы вентиляции (см. § 5 главы III). В случае невозможности избежания конденсации влаги следует предусматривать в соединительном тоннеле местный обогрев электрооборудования (см. § 5 главы VI).

В системе тоннельной вентиляции с байпасом № 2а в холодный период года при подаче на станцию наружного воздуха предусматривается предварительное (перед поступлением на станцию) его смешение через байпасный тоннель с воздухом из перегонного тоннеля (см. § 2 главы III и рис. 10.III). Такое смешение осуществляется в целях недопущения подачи на станцию наружного воздуха с температурой ниже 5°C .

Количество подмешиваемого воздуха, забираемого из перегонного тоннеля, определяется по формуле

$$G_{\text{см}} = \frac{G_{\text{вент}} (I_{\text{см}} - I_{\text{нач}})}{I_{\text{кон}} - I_{\text{см}}}, \text{ кг/ч,} \quad (57.VI)$$

где $I_{\text{см}}$ — теплосодержание смешанного воздуха (с температурой $t_{\text{см}} \geq 5^\circ \text{C}$), определяемое по угловому коэффициенту луча процесса ϵ_x состояния воздуха в тоннеле (см. рис. 10.VI), ккал/кг; $I_{\text{нач}}$ — начальное расчетное теплосодержание наружного (атмосферного) воздуха, ккал/кг; $I_{\text{кон}}$ — конечное теплосодержание воздуха, поступающего с предыдущего участка на станцию по ходу движения поезда, ккал/кг; $G_{\text{вент}}$ — количество наружного

воздуха, подаваемого на станцию до смешения его с воздухом из перегонного тоннеля, ккал/кг.

Значения $I_{\text{кон}}$, $I_{\text{см}}$ и $I_{\text{нач}}$ определяются по угловому коэффициенту ϵ_x луча процесса состояния воздуха в тоннеле.

Для предотвращения перетока воздуха со станции в байпасный тоннель количество подмешиваемого воздуха $G_{\text{см}}$, определяемого по формуле (57.VI), при движении поездов должно удовлетворять условию

$$G_{\text{см}} \leq 0,7G_{\text{ц}}. \quad (58.VI)$$

Изложенные условия предполагают, что при прекращении движения поездов прекращается подача наружного воздуха в тоннель, когда его температура $t_{\text{нач}} < 5^\circ \text{C}$. Если приходится применить систему вентиляции по схеме № 2а в условиях, когда подмешиваемого из перегонного тоннеля воздуха недостаточно для обеспечения температуры смеси $t_{\text{см}} \geq 5^\circ \text{C}$, то следует дополнительно подогревать подаваемый на станцию атмосферный воздух наружными источниками теплоснабжения.

Производительность вентиляционной установки при подмешивании воздуха из перегонного тоннеля определяется по формуле

$$L_{\text{вент. уст}} = \frac{G_{\text{вент}} + G_{\text{см}}}{\gamma_{\text{во. см}}}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (59.VI)$$

где $\gamma_{\text{во. см}}$ — плотность смешанного воздуха (наружного и из перегонного тоннеля), кг/м³.

Пример 1. Определить необходимый воздухообмен в пересадочном коридоре между двумя подземными станциями разных линий метрополитена при $l_{\text{п. к}} = 142 \text{ м}$, $N_{\text{оср. 1 п. к}} = 24 \text{ кВт}$, $N_{\text{вент. п. к}} = 15 \text{ кВт}$, $v_{\text{пас}} = 65 \text{ м/мин}$, $l_{\text{п. к}} = 16 \text{ м}$, $K_2 = 0,68 \text{ ккал/м}^2 \times \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$, $t_{\text{ст}} = 25,4^\circ \text{C}$, $t_{\text{гр}} = 9^\circ \text{C}$ и среднем между четырьмя непрерывными часами (включая час «пик») пассажиропотоке

$$n_{\text{пас. п. к}} = \frac{10\,500 + 18\,000 + 9000 + 8\,000}{4} = 11\,500 \text{ чел./ч.}$$

Движение пассажиров под уклон коридора.

1. Принимаем конечную температуру воздуха в пересадочном коридоре на $1,5^\circ \text{C}$ выше расчетной температуры воздуха на станции, т. э.

$$t_{\text{кон. п. к}} = 25,4 + 1,5 = 26,9^\circ \text{C.}$$

2. По формуле (56.VI) определяем среднюю по длине пересадочного коридора температуру воздуха

$$t_{\text{ср. 1 п. к}} = \frac{26,9 + 25,4}{2} = 26,2^\circ \text{C.}$$

3. По формуле (55.VI) определяем постоянный тепловой поток в грунт

$$Q_{\text{гр. п. к}} = 0,68 \cdot 16 (142 - 50) (26,2 - 9) = 17\,200 \text{ ккал/ч.}$$

4. По табл. 7.IV количество явного тепла, выделяемого одним пассажиром при заданной средней температуре воздуха $t_{в 1 п.к} = 26,2^\circ \text{C}$ в пересадочном коридоре, составит

$$q_{я} = 51 \text{ ккал/ч.}$$

5. По формуле (54.VI) определяем количество выделяемого в пересадочном коридоре тепла

$$\sum_{i=1}^n Q_{п.к} = \left[\frac{864(15 + 27) + \frac{51 \cdot 11\,500 \cdot 142}{60 \cdot 65}}{142} \right] (142 - 50) = 37\,400 \text{ ккал/ч.}$$

6. По формуле (53.VI) определяем избыточное количество тепла в пересадочном коридоре

$$Q_{изб} = 37\,400 - 17\,200 = 20\,200 \text{ ккал/ч.}$$

7. По формуле (52.VI) определяем необходимый воздухообмен в пересадочном коридоре

$$L = \frac{20\,200}{0,24 \cdot 1,181 (26,9 - 25,4)} = 47\,500 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Пример 2. Определить необходимый воздухообмен в пересадочном коридоре между двумя подземными станциями разных линий метрополитена при $l_{п.к} = 69 \text{ м}$; $N_{осв 1 п.к} = 11 \text{ кВт}$; $N_{вент. п.к} = 12 \text{ кВт}$. Остальные исходные данные аналогичны примеру 1.

1. Принимаем значение $t_{кон. п.к}$ на $1,5^\circ \text{C}$ выше температуры $t_{ст. т. в.}$

$$t_{кон. п.к} = 25,4 + 1,5 = 26,9^\circ \text{C.}$$

2. Аналогично примеру 1 средняя температура воздуха по длине пересадочного коридора

$$t_{в 1 п.к}'' = 26,2^\circ \text{C.}$$

3. Принимая согласно методике расчетную длину пересадочного коридора $l_{п.к} = 75 \text{ м}$ (при заданной длине 69 м), по формуле (55.VI) определяем постоянный тепловой поток в грунт

$$Q_{гр. п.к} = 0,68 \cdot 16 (75 - 50) (26,2 - 9) = 4660 \text{ ккал/ч.}$$

4. По формуле (54.VI) определяем количество выделяемого в пересадочном коридоре тепла при $q_{я} = 51 \text{ ккал/ч}$

$$\sum_{i=1}^n Q_{п.к} = \left[\frac{864 (11 + 12) + \frac{51 \cdot 11\,500 \cdot 75}{60 \cdot 65}}{75} \right] (75 - 50) = 10\,400 \text{ ккал/ч.}$$

5. По формуле (53.VI) определяем избыточное количество тепла в пересадочном коридоре

$$Q_{изб} = 10\,400 - 4660 = 5740 \text{ ккал/ч.}$$

6. По формуле (52.VI) определяем необходимый воздухообмен в пересадочном коридоре

$$L = \frac{5740}{0,24 \cdot 1,181 (26,9 - 25,4)} = 13\,500 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Пример 3. Определить необходимый воздухообмен в отстойных тупиках метрополитена, расположенных непосредственно за станцией глубокого заложения, при следующих исходных данных: теплоизбытки в тупиках без учета тепловыделения от вагонов, находящихся в отстое — 210 000 ккал/ч; в отстое находится два состава; число вагонов в составе равно семи; количество тепла, выделяемого нагретыми поверхностями каждого вагона, около 12 000 ккал/ч; параметры наружного воздуха, используемого для вентиляции в теплый период года — $I_{\text{нач}} = 11,8$ ккал/кг, $t_{\text{нач}} = 21,4^\circ \text{C}$; угловой коэффициент луча процесса состояния воздуха в тоннеле $\epsilon_{\text{тсп}} = 1,21$ (см. рис. 10.VI); по принятой схеме вентиляции наружный воздух подается на станцию и частично поступает в отстойные тупики, в конце которых вытягивается на поверхность.

1. Определяем количество тепла, выделяемого нагретыми поверхностями вагонов, находящихся в длительном отстое в тупиках,

$$Q = 7 \cdot 2 \cdot 12\,000 = 168\,000 \text{ ккал/ч}.$$

2. Определяем суммарные теплоизбытки в тупиках при действии метрополитена

$$Q_{\text{изб}} = 210\,000 + 168\,000 = 378\,000 \text{ ккал/ч}.$$

3. Теплосодержание воздуха в конце тупиков, определенное по угловому коэффициенту $\epsilon_{\text{теп}}$ луча процесса состояния воздуха в тоннеле при условии, что $t_{\text{кон. туп}} = t_{\text{ст}} = 25,4^\circ \text{C}$, составляет $I_{\text{кон}} = 13,9$ ккал/кг.

4. По формуле (14б.VI) определяем необходимый воздухообмен для отстойных тупиков

$$G_{\text{вент}} = \frac{378\,000}{13,9 - 11,8} = 180\,000 \text{ кг/ч},$$

или в пересчете по формуле (15.VI)

$$L_{\text{вент}} = \frac{180\,000}{1,193} = 151\,000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

§ 9. Сопоставление разработанной методики расчетов воздухообмена тоннельной вентиляции с экспериментальными данными

С целью проверки достоверности разрабатываемой вышеизложенной методики расчетов воздухообмена тоннельной вентиляции на Московском метрополитене проводились экспериментальные исследования в натуральных условиях.

Для проверки принятого выше (см. § 2, главы VI) предположения о происходящем в путевых однопутных туннелях при движении поездов сложении вентиляционных $G_{\text{вент}}$ (подаваемых снаружи) и циркуляционных $G_{\text{ц}}$ (возникающих от движения поездов) потоков воздуха Метрогипротрансом и службой сантехники Мос-

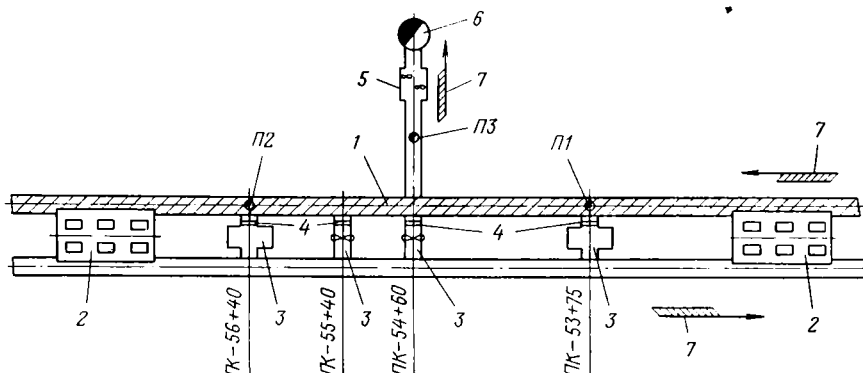


Рис. 15.VI. Схема участка испытания в перегонном туннеле между станциями «Добрыневская» и «Октябрьская» Московского метрополитена:

1 — испытываемый перегонный туннель; 2 — станции; 3 — тоннельные сооружения между параллельными перегонными туннелями; 4 — перегородки, изолирующие правый туннель от левого; 5 — вентиляционная перегонная камера с вентиляторами; 6 — вентиляционная шахта; 7 — направление движения поездов и воздушных потоков; П1, П2, П3 — посты наблюдений соответственно № 1, № 2, № 3

ковского метрополитена под руководством автора были проведены исследования между станциями «Добрынинская» и «Октябрьская» Кольцевой линии Московского метрополитена [62]. Испытываемый перегонный туннель внутренним диаметром $d_{\text{н}} = 5,6$ м был изолирован от левого перегонного туннеля. В испытываемом туннеле поезда двигались в направлении от станции «Добрынинская» к станции «Октябрьская». Интенсивность движения составляла 22 пары 6-вагонных поездов в час. Между указанными станциями располагается вентиляционная перегонная шахта и установка тоннельной вентиляции, в которой установлены два двухступенчатых осевых вентилятора. Во время испытаний шахта работала на вытяжку. Схема участка испытаний показана на рис. 15.VI. Вентиляционная камера соединена вентиляционным бетонным туннелем внутренним диаметром 4,03 м со стволом шахты и с испытываемым перегонным туннелем. У каждой станции располагается одна вентиляционная шахта и одна установка тоннельной вентиляции с двумя осевыми вентиляторами, которые работали во время испытаний на приток. Для измерения воздушных потоков на испытываемом участке перегонного туннеля были организованы три поста. Испытания проводились при движении поездов в два периода. Продолжительность каждого периода 10 мин. В первом периоде тоннельная вентиляция работала, а во втором была

выключена. Скорость воздуха в тоннеле измерялась чашечными (посты № 1 и 3) и крыльчатым (пост № 2) анемометрами.

Перед началом испытаний на всех постах были выверены часы-хронометры и установлено единое время начала и конца отсчета для каждого периода испытания. Предварительные релетичии показали, что точность одновременного отсчета по всем постам при принятой методике колебалась в пределах 5с, что практически не сказывается на результатах измерений.

Для установления периодов в скорости движения поездов у постов замерялось время прохождения «головы» и «хвоста» каждого поезда, что при известной длине поездов давало достаточно точный результат. Замеры скорости движения воздуха у каждого поста при движении поездов производились только в одной точке, дающей значение местной скорости, поэтому определение средней по сечению тоннеля скорости воздуха для каждого поста производилось по формуле (27.VI).

Результаты испытаний в виде графиков изменения скорости воздушных потоков в сечении тоннеля в зависимости от времени прохождения каждого поезда через посты приведены на рис. 16.VI и 17.VI. На графиках приведены также мгновенные значения скорости движения воздуха в тоннеле. Для наглядности на графиках кривые скорости воздуха и положения поездов совмещены для всех постов в едином времени отсчета. Обобщенные данные испытаний приведены также в табл. 4.VI.

Анализ графиков и табл. 4.VI позволяют сделать следующие выводы.

1. При одинаковых по длине однопутного тоннеля скорости и частоте движения поездов, а также при условии изоляции этого тоннеля от другого тоннеля и поверхности земли наблюдается в каждом сечении тоннеля изменение количества продольных циркуляционных потоков $G_{ц}$ в зависимости от скорости движения поездов и расстояния «головы» и «хвоста» их (в каждый момент времени) до рассматриваемого сечения тоннеля. Максимальная скорость движения воздуха наблюдается у «головы» и «хвоста» движущегося поезда, а минимальная (достигающая нуля) — примерно на среднем расстоянии между двумя поездами. Отношение скорости движения поезда к скорости воздушных потоков в тоннеле зависит главным образом от величины зазора между поездом и тоннелем. Основное положение, принятое при выводе формул в работах [2] и [38], состоящее в том, что при движении в тоннеле поезда с постоянной скоростью скорость движения воздуха по длине тоннеля остается неизменной независимо от места положения поезда в данный момент, не подтвердилось.

2. При движении поездов по однопутному тоннелю и при работе системы принудительной тоннельной вентиляции по продольной схеме направление вентиляционных потоков воздуха $G_{вент}$ совпадает с направлением движения поездов и циркуляционных потоков $G_{ц}$. При этом на участке тоннеля между приточной и

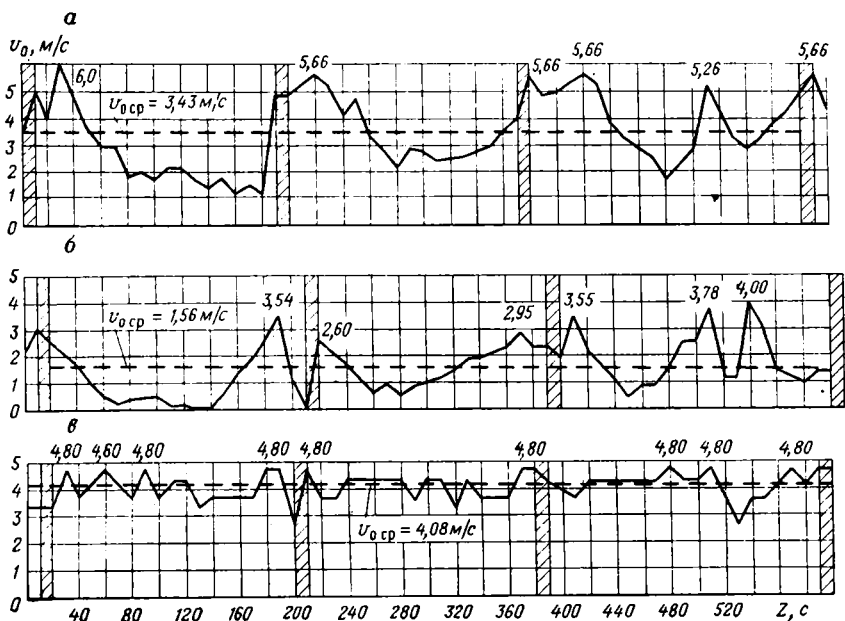


Рис. 16.VI. График изменения истинной средней скорости воздуха v_0 по сечению тоннеля и результирующей средней скорости v_{0cp} во времени z при работе тоннельной вентиляции (I период испытаний):
 а — для поста наблюдений № 1 (внутренний диаметр перегонного тоннеля $d_{вн} = 5,6$ м);
 б — для поста наблюдений № 2 ($d_{вн} = 5,6$ м); в — для поста наблюдений № 3 ($d_{вн} = 4,03$ м); штриховкой показаны периоды прохождения поездов через посты наблюдений

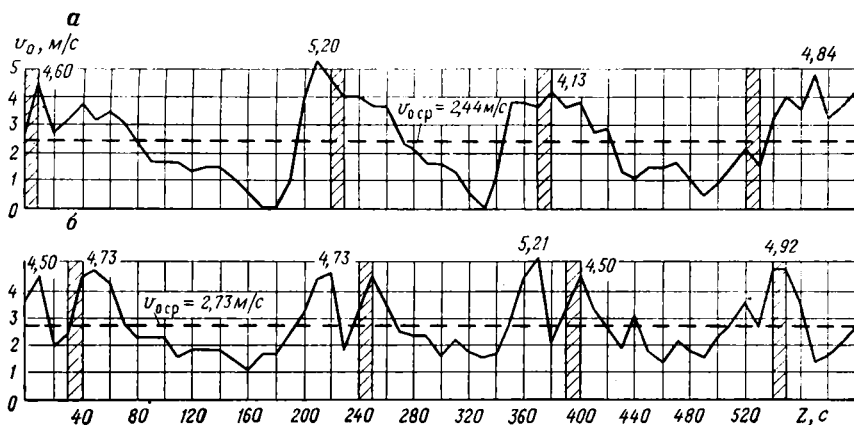


Рис. 17.VI. График изменения истинной средней скорости воздуха v_0 по сечению тоннеля и результирующей средней скорости v_{0cp} во времени z при отключенной тоннельной вентиляции (II период испытаний):
 а — для поста наблюдений № 1 (внутренний диаметр перегонного тоннеля $d_{вн} = 5,6$ м);
 б — для поста наблюдений № 2 ($d_{вн} = 5,6$ м); штриховкой показаны периоды прохождения поездов через посты наблюдений

Т а б л и ц а 4.VI

Показатели	Пост № 1	Пост № 2	Пост № 3
Внутренний диаметр тоннеля, м	5,6	5,6	4,03
Площадь живого сечения тоннеля, м ²	22,38	22,38	12,30
Скорость движения поездов (в среднем за время испытаний), км/ч	45,0	51,0	—
Скорость движения воздуха у постов (в среднем по сечению тоннеля и за первый период испытаний), м/с	3,43	1,56	4,08
То же, за второй период испытаний, м/с	2,44	2,73	—
Количество воздуха, проходящего через сечение тоннеля у постов (в среднем за первый период испытаний), м ³ /с	76,6	34,8	50,4
То же, за второй период испытаний, м ³ /с	54,5	61,1	—
Превышение скорости движения поезда у поста № 2 над скоростью движения поезда у поста № 1	—	$\frac{51,0}{45,0} = 1,13$	—
Превышение количества воздуха, проходящего через сечение тоннеля у поста № 2 над количеством воздуха, проходящим через сечение тоннеля у поста № 1 (за второй период испытаний)	—	$\frac{61,1}{54,5} = 1,12$	—
Количество циркуляционных потоков воздуха, проходящих по тоннелю (в среднем за первый период испытаний) с поправкой на сниженную скорость движения поезда у поста № 1, м ³ /с	$\frac{34,8}{1,13} = 30,7$	$\frac{34,8}{1,13} = 30,7$	—
Количество «вентиляционных» потоков воздуха, проходящих по тоннелю (в среднем за первый период испытаний), м ³ /с	76,6—30,7 = —45,9	—	50,4
Разница в замерах на постах № 1 и 3, м ³ /с	50,4—45,9 = = 4,5	—	—
Несоответствие в замерах на постах № 1 и 3, %	$\frac{4,5 \cdot 100}{76,6} = 5,9$	—	—

вытяжной вентиляционными установками (по ходу движения поездов) происходит сложение $G_{\text{общ}}$ циркуляционных потоков воздуха $G_{\text{ц}}$ с вентиляционными наружными потоками $G_{\text{вент}}$, принудительно подаваемыми в тоннель (см. табл. 4.VI и рис. 16.VI). Это сложение происходит аналогично сложению двух потоков в одном трубопроводе при параллельной работе нескольких нагнетателей. В данном случае нагнетателями являются два осевых вентилятора и поршневой эффект движущихся поездов, что можно выразить в виде:

$$\left. \begin{aligned} L_{\text{общ}} &\approx L_{\text{ц}} + L_{\text{вент}}, \text{ м}^3/\text{ч}; \\ G_{\text{общ}} &\approx G_{\text{ц}} + G_{\text{вент}}, \text{ кг}/\text{ч}. \end{aligned} \right\} \quad (60.VI)$$

Зависимости (60.VI), положенные в основу вывода формул (7.VI), (8.VI) и (14.VI), позволили определить величину воздухообмена в тоннелях метрополитена и установить режим работы вентиляционных установок тоннельной вентиляции.

3. Попутно установлено, что при движении поездов суммарное количество движущихся в путевом тоннеле циркуляционных и вентиляционных потоков следует определять графически аналогично определению суммарного потока в одном трубопроводе при параллельной работе нескольких нагнетателей. В продвижении воздуха по тоннелю участвуют также приточные и вытяжные установки тоннельной вентиляции, работающие по продольной схеме. Поэтому напор этих вентиляционных установок следует рассчитывать с учетом аэродинамического сопротивления участка перегонного тоннеля при прохождении по нему потока $G_{\text{общ}} \approx G_{\text{ц}} + G_{\text{ент}}$. Поршневое действие поездов на производительность вентиляционных установок влияет крайне незначительно и им можно в расчетах пренебречь (см. рис. 16.VI, пост № 3). Средняя скорость циркуляционных потоков воздуха в тоннелях при отсутствии вентиляционных наружных потоков пропорциональна скорости движения поезда в тоннелях (см. табл. 4.VI и рис. 17.VI, посты № 1 и 2).

Как правило, в отечественных метрополитенах перегонные тоннели глубокого заложения и проходимые закрытым способом тоннели мелкого заложения, бывают однопутными, а проходимые открытым способом тоннели мелкого заложения — двухпутными, но с перегородкой между путями. Имеющиеся соединения между этими тоннелями разного направления в основном размещаются только против перегонных шахт. Поэтому выявленные при испытаниях закономерности для одного изолированного тоннеля в полной мере применимы и для двух параллельных перегонных тоннелей указанных конструкций.

Проверка соответствия расчетных и фактических данных в тоннелях метрополитена по влаговыведению G (см. главу IV), теплопередаче в грунт q (см. главу V), величине теплоизбытков $Q_{\text{изб}}$, воздухообмену $G_{\text{вент}}$ и $L_{\text{вент}}$ (см. главу VI), величине циркуляционных потоков воздуха $G_{\text{ц}}$ (см. главу VI) была выполнена Метрогипротрансом и службой сантехники Московского метрополитена под руководством автора 18 сентября 1972 г. в 17—18 ч на участке глубокого заложения Кольцевой линии Московского метрополитена между станциями «Новослободская» и «Белорусская» (рис. 18.VI), а также 27 сентября 1972 г. в 8—9 ч на участке мелкого заложения Горьковско-Замоскворецкой линии между станциями «Войковская» и «Водный стадион» (рис. 19.VI). При испытаниях в точках 1 и 2 замерялась температура воздуха по сухому t_c и влажному t_m термометрам. Место примыкания перегонной вентиляционной установки, расположенной между двумя смежными станциями испытываемого участка, к перегонному тоннелю обозначено точкой 1—2. В местах измерения

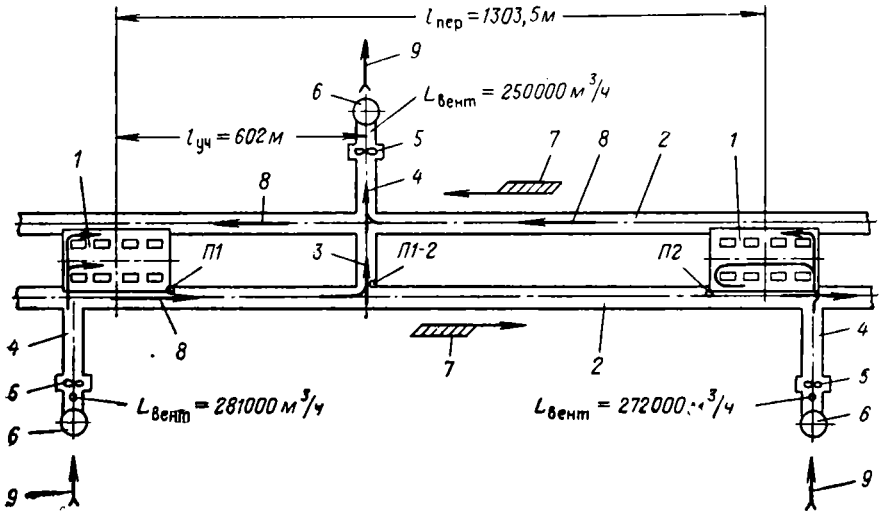


Рис. 18.VI. Схема участка испытаний в перегонном тоннеле между станциями «Новослободская» и «Белорусская» Московского метрополитена:
 1 — станции; 2 — перегонные тоннели; 3 — вентиляционная сбойка; 4 — вентиляционный тоннель; 5 — вентиляционная камера с вентиляторами; 6 — вентиляционная шахта; 7 — направление движения поездов; 8 — направление воздушных потоков в тоннелях; 9 — направление потоков воздуха у вентиляционных шахт; П1, П2, П1-2 — посты наблюдений

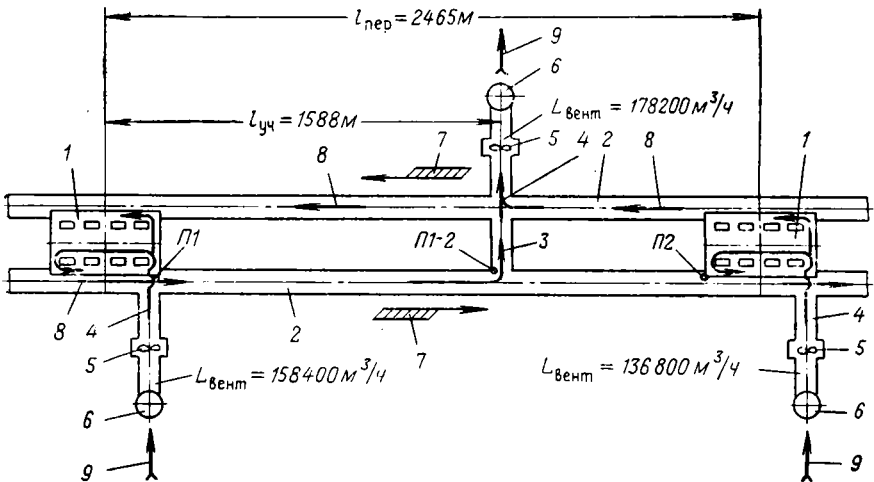


Рис. 19.VI. Схема участка испытаний в перегонном тоннеле между станциями «Войковская» и «Водный стадион» Московского метрополитена:
 1 — станции; 2 — перегонные тоннели; 3 — вентиляционная сбойка; 4 — вентиляционный тоннель; 5 — вентиляционная камера с вентиляторами; 6 — вентиляционная шахта; 7 — направление движения поездов; 8 — направление воздушных потоков в тоннелях; 9 — направление воздушных потоков у вентиляционных шахт П1, П2, П1-2 — посты наблюдений

температуры воздуха измерялась также скорость воздушных потоков в сечении перегонного тоннеля по вышеизложенной в данном параграфе методике (аналогично определению $G_{\text{общ}}$ и $G_{\text{ц}}$). Температура воздуха измерялась психрометрами, а скорость движения воздуха — чашечными и крыльчатыми анемометрами. За время испытаний производилось 6—10 отсчетов показаний психрометров (табл. 5.VI).

Таблица 5.VI

Номера замеров	Кольцевая линия			Горьковско-Замоскворецкая линия		
	Температура воздуха на станции «Новослободская» в точке 1, °C	Температура воздуха на станции «Белорусская» в точке 2, °C	Перепад температур воздуха между точками 2 и 1, °C	Температура воздуха на станции «Войковская» в точке 1, °C	Температура воздуха на станции «Водный стадион» в точке 2, °C	Перепад температур воздуха между точками 2 и 1, °C
1	22,0/17,0	22,5/17,2	0,5/0,2	20,2/15,4	22,5/17,8	2,3/2,4
2	22,0/17,0	22,5/17,2	0,5/0,2	20,5/15,5	22,3/17,4	1,8/1,9
3	22,0/17,0	22,5/17,2	0,5/0,2	19,7/15,2	22,5/17,5	2,8/2,3
4	22,0/17,0	22,8/17,2	0,5/0,2	19,2/14,9	22,7/17,5	3,5/2,6
5	22,2/17,0	22,7/17,2	0,5/0,2	20,2/15,2	23,0/17,5	2,8/2,3
6	22,5/17,2	22,8/17,2	0,3/0	20,4/15,5	23,2/17,8	2,8/2,3
7				20,3/15,5	23,0/17,5	2,7/2,0
8				20,4/15,5	22,8/17,5	2,4/2,0
9				20,6/15,7	22,8/17,5	2,2/1,8
10				20,2/15,5	22,6/17,4	2,4/1,9
Параметры воздуха в среднем зале станций за весь период испытаний	21,8/17	21,5/16,5	—	18,5/14,5	21/17	—

Примечание. В числителе приведены данные, снятые по сухому термометру, в знаменателе — по мокрому.

Осредненные показания психрометров, теплосодержание I , влагосодержание d и относительная влажность ϕ воздуха в точках 1 и 2, а также определенная по показаниям анемометров средняя скорость движения воздуха по сечению тоннеля приведены в табл. 6.VI.

Во время испытаний была также замерена температура наружного воздуха по сухому и мокрому термометрам, по которой были определены теплосодержание, влагосодержание и относительная его влажность. Относительная влажность воздуха определялась по психрометрической таблице (см. приложение 9). В процессе испытаний на каждой станции вентиляционные установки и

Таблица 6.VI

Измеряемые величины	Кольцевая линия		Горьковско-Замоскворецкая линия	
	Станция «Новослободская»	Станция «Белорусская»	Станция «Войковская»	Станция «Водный стадион»
Параметры воздуха за период испытаний в среднем зале станции:				
температура воздуха $t_{ст}$, °C	21,8	21,5	18,5	21
относительная влажность $\varphi_{ст}$, %	59	57	66	65
теплосодержание $I_{ст}$, ккал/кг	11,1	10,8	9,8	11,3
влажностное содержание $d_{ст}$, г/кг	9,8	9,3	9,0	10,3
Осредненные за период испытаний (по данным табл. 5.VI) параметры воздуха в точках 1 и 2:				
температура воздуха t , °C	22,1	22,6	20,2	22,8
относительная влажность φ , %	56	58	57	57
теплосодержание I , ккал/кг	10,9	11,8	9,9	11,5
влажностное содержание d , г/кг	9,3	10,3	8,6	10,0
Параметры наружного воздуха за период испытаний у воздухозабора:				
температура воздуха $t_{нач}$, °C	13,5	13,2	2,2	2,1
относительная влажность $\varphi_{нач}$, %	70	72	95	96
теплосодержание $I_{нач}$, ккал/кг	7,3	7,2	3,2	3,1
влажностное содержание $d_{нач}$, г/кг	6,9	7,0	4,3	4,2
барометрическое давление P_6 , мм рт. ст.	759	757	748	748
Скорость движения воздуха v_0 в сечении перегонного тоннеля в часы «пик», осредненная за период испытаний и по сечению у точек 1 и 2, м/с	3,51	1,87	5,46	3,51
Площадь живого сечения перегонного тоннеля у точек 1 и 2 $F_{ист. т.}$, м ²	22,38	22,38	16,38	16,38
Скорость движения поездов по тоннелям (средняя по перегону) v_p , км/ч	48—50		50—55	
Тип вагона в поезде	Г		Е	
Число вагонов в поезде	6		7	
Частота движения поездов в период испытаний n_p , пар поездов в час	32		44	
То же (средняя) n_p , пар поездов в час	24,8		27,3	
Удельный расход электроэнергии на перегоне за период испытаний $N_{уд}$, кВт/ткм	0,0408		0,0455	
Расход электроэнергии на освещение станций $N_{осв1ст}$, кВт	121	151	117	107
Расход электроэнергии на освещение перегона $N_{осв1пер}$, кВт	11,5		23,1	
Мощность $N_{вент}$ работающих приточных вентиляторов, переходящая в тепло, кВт	40	40	50	50
Мощность $N_{энер1}$ работающего стационарного энергетического оборудования, оборудования связи и местных вентиляционных систем, переходящая в тепло, кВт	14	16	12	11
Число пассажиров в вагоне во время испытаний $n_{пас. пар}$, чел.	145		51	

Измеряемые величины	Кольцевая линия		Горьковско-Замоскворецкая линия	
	Станция «Новослободская»	Станция «Белорусская»	Станция «Войковский»	Станция «Будный стадион»
То же (среднее) $n_{\text{пас.ваг}}$, чел.	83		35	
Пассажиропоток на станциях во время испытан- ный $n_{\text{пас.ст}}$, чел.	16 200	32 600	20 400	8100
То же (средний) $n_{\text{пас.ст}}$, чел.	9500		9 100	
Поверхность тоннеля $\sum F$, соприкасающаяся с грунтом в пределах одного пути, м ²	21 700	19 000	30 000	4050
Характеристика отделки перегонного тоннеля	Чугунные тюбинги ($d_{\text{нар}} =$ $= 6,0$ м)		Железобе- тонные блоки ($4,2 \times 4,3$ м)	
Теплофизическая характеристика грунтов: название	Известняки мячковские водонасы- щенные		Пески четверти- чные водона- сыщенные	
теплопроводность λ , ккал/м·ч·°С	1,52		1,69	
теплоемкость c , ккал/кг	0,23		0,38	
плотность γ , кг/м ³	2140		1865	
Гидростатическое давление в водоносных грун- тах на уровне головки рельсов тоннеля, м вод. ст.	15		3,1	

тоннельной вентиляции работали на приток, а перегонные вентиляционные установки, имеющиеся по одной на каждом перегоне, работали на вытяжку (аналогично режиму теплового периода года при реверсивной системе вентиляции № 2).

Перед испытаниями замерялась производительность участвующих в испытаниях (по выше указанной схеме) вентиляционных установок (см. рис. 18.VI и 19.VI) при интенсивности движения поездов, равной интенсивности во время испытаний.

Расход электроэнергии на тяговые нагрузки $N_{\text{уд}}$, освещение станций $N_{\text{осв1 ст}}$ и освещение перегонных тоннелей $N_{\text{осв1 пер}}$ определялся предварительно по данным счетчиков, установленных на тяговых подстанциях метрополитена, при аналогичных условиях.

Пассажиропоток на станциях и степень заполнения вагонов были установлены по данным замеров, выполненных в 1968 г. во время суток, соответствующее времени проведения испытаний,

а также по средним за время работы метрополитена данным. Средняя масса пассажира была принята 65 кг.

Теплофизическая характеристика грунтов, окружающих тоннели, была принята на основании архивных данных исследований подобных грунтов, образцы которых были получены при строительстве этих участков метрополитенов. Все исходные данные, полученные при испытаниях, а также другие фактические данные по этим участкам, используемые в дальнейшем для сопоставления натуральных и расчетных данных, приведены на рис. 18.VI и 19.VI, а также в табл. 6.VI.

Используя замеренные при испытаниях исходные данные, по формуле (29.VI) определяем фактические средние постоянно действующие при движении поездов циркуляционные потоки воздуха в одном перегонном тоннеле. Количество наружного атмосферного воздуха, поступающего в перегонный тоннель для вентиляции одного пути, определяем по формуле, полученной из зависимости (60.VI),

$$G_{\text{вент } 1} \approx G_{\text{общ } 1} - G_{\text{ц}}, \text{ кг/ч.}$$

В объемном измерении количество наружного атмосферного воздуха определяется по формуле (15.VI).

Количество фактических теплоизбытков в одном тоннеле $Q_{\text{изб}}$ на испытываемом участке трассы устанавливаем на основании известных величин $l_{\text{уч}}$ и $l_{\text{пер}}$ (см. рис. 18.VI и 19.VI), замеренных величин $I_{\text{нач}}$ и I_2 и установленных значений $G_{\text{ц}}$ и $G_{\text{вент } 1}$, исходя из следующих зависимостей:

для участка перегонного тоннеля от точки 1 до точки 1-2

$$\frac{l_{\text{уч}}}{l_{\text{пер}}} \cdot Q_{\text{изб}} = (G_{\text{ц}} + G_{\text{вент}}) (I_{1-2} - I_1);$$

для участка перегонного тоннеля от точки 1-2 до точки 2

$$\left(1 - \frac{l_{\text{уч}}}{l_{\text{пер}}}\right) \cdot Q_{\text{изб}} = G_{\text{ц}} (I_2 - I_{1-2}).$$

Преобразовывая эти зависимости относительно величины I_{1-2} и приравнявая их между собой, получим формулу для определения значения $Q_{\text{изб}}$ по одному перегонному тоннелю

$$Q_{\text{изб}} = \frac{I_2 - I_1}{\frac{l_{\text{уч}}}{l_{\text{пер}}} \cdot \frac{1}{G_{\text{ц}} + G_{\text{вент}}} + \left(1 - \frac{l_{\text{уч}}}{l_{\text{пер}}}\right) \frac{1}{G_{\text{ц}}}}, \text{ ккал/ч.} \quad (61.VI)$$

Максимальное количество тепла $\frac{\sum_{i=1}^n Q_{\text{max}}}{2}$, выделяемого в перегонном тоннеле на испытываемом участке, определялось по формуле (8.IV) на основании исходных данных, приведенных в табл. 6.VI.

Таблица 7.VI

Наименование величин	Участок кольцевой линии между станциями «Новослободская» и «Белорусская»			Участок Горьковско-Замоскворецкой линии между станциями «Войковская» и «Водный стадион»		
	Данные измерений	Расчетные данные	Отклонение расчетных данных от данных измерений, %	Данные измерений	Расчетные данные	Отклонение расчетных данных от данных измерений, %
Средняя в часы «пик» скорость циркуляционных потоков воздуха по сечению тоннеля v_0 , м/с	1,87	2,10	+10,9	3,51	3,80	+7,6
Средние в часы «пик» постоянно действующие при движении поездов циркуляционные потоки воздуха по одному тоннелю $G_{ц}$, кг/ч	180 000	202 000	+10,9	249 000	268 000	+7,6
Количество наружного атмосферного воздуха, поступающего для вентиляции одного тоннеля $G_{вент 1}$, кг/ч	159 000	128 000 *	—	138 000	88 000 *	—
То же (в объемном измерении) $L_{вент 1}$, м ³ /ч	132 000	107 000 *	—	115 000	73 800 *	—
Суммарное количество наружного атмосферного воздуха, поступающего для вентиляции двух тоннелей $L_{вент}$, м ³ /ч	250 000	—	—	178 200	—	—
Количество теплоизбытков на расчетном участке одного тоннеля $Q_{изб}$, ккал/ч	205 000	231 000	+12,7	522 000	610 000	+16,8
Суммарное тепловыделение на расчетном участке одного тоннеля $\sum Q$, ккал/ч	452 000	452 000	0	860 000	860 000	0
Теплопоступление в грунт при нестационарном потоке тепла q , ккал/ч·м ²	11,4	10,2	-10,5	11,2	12,1	+8
Суммарное количество влаги, ассимилируемой воздухом на расчетном участке одного тоннеля, $\sum G_{вл}$, г/ч	209 000	232 000	+11	507 000	480 000	-5,3

* Уменьшение воздухообмена объясняется тем, что он определялся по фактическим наружным параметрам воздуха во время испытаний, которые были значительно ниже расчетных.

Фактическое теплопоступление в грунт при нестационарном потоке тепла определялось по формуле

$$q = \frac{\sum_{i=1}^n Q}{F_{\text{пер}} l_{\text{пер}}} - Q_{\text{изб}}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}, \quad (62.VI)$$

где $F_{\text{пер}}$ — поверхность 1 м тоннеля (по длине), отдающая тепло в грунт, м².

Используя приведенные выше исходные данные, суммарное количество влаги, ассимилированное воздухом перегонного тоннеля на испытываемом участке, определялось по формуле

$$\sum_{i=1}^{l_{\text{уч. х}}} G_{\text{вл}} = \frac{d_2 - d_1}{\frac{l_{\text{уч}}}{l_{\text{пер}}} \cdot \frac{1}{G_{\text{ц}} + G_{\text{вент 1}}} + \left(1 - \frac{l_{\text{уч}}}{l_{\text{пер}}}\right) \frac{1}{G_{\text{ц}}}}, \text{ гр/ч.} \quad (63.VI)$$

Используя исходные данные, приведенные на рис. 18.VI и 19.VI, а также в табл. 6.VI, по формулам, приведенным в главах IV, V и VI, рассчитывались значения тех величин, которые определялись при испытаниях.

Сравнение измеренных и расчетных данных (табл. 7.VI) показывает их удовлетворительную сходимость, что подтверждает правильность разработанной методики расчетов.

Глава VII Определение аэродинамического сопротивления вентиляционных систем

§ 1. Общие закономерности движения воздуха, характеристика аэродинамического сопротивления и его составляющих

При движении воздуха (газа) по тоннелям и выработкам метрополитена возникает аэродинамическое (гидравлическое) сопротивление, связанное с трением воздуха о их стенки и обтеканием им естественных или искусственных выступов и шероховатостей стенок и различных тел, помещенных на некотором расстоянии от стенок, а также с изменениями скорости и направления движения воздуха. Причиной гидравлических потерь (сопротивления) при движении реальной жидкости или газа является процесс необратимого перехода механической энергии потока в теплоту. Общие закономерности движения воздуха по выработкам не отличаются от известных закономерностей движения по трубам и каналам. Поэтому прежде чем перейти к рассмотрению той части сопротивления, которая обусловлена специфическими условиями тоннелей метрополитена, остановимся на этих закономерностях.

Известно, что в природе существуют два режима течения реальной (вязкой) жидкости — ламинарный и турбулентный. Под жидкостью будем понимать как капельные вещества (вода, нефть и др.), так и упругие газообразные вещества (воздух или другие газы). Ламинарный режим характеризуется тем, что все струйки потока движутся параллельно друг другу, не смешиваясь и плавно обтекая все встречающиеся на их пути препятствия. Турбулентный режим характеризуется беспорядочным перемещением частиц жидкости, сильно перемешивающихся между собой. Переход от ламинарного режима к турбулентному определяется числом Рейнольдса

$$Re = \rho \frac{vd}{\mu} = \frac{vd}{\nu}, \quad (1.VII)$$

где v — характерная скорость потока (например, средняя скорость), м/с; d — характерный линейный размер (например, диаметр трубы, тоннеля), м.

Остальные величины пояснены выше.

При ламинарном режиме сопротивление движению обуславливается одной только молекулярной вязкостью жидкости (вязким напряжением трения). При турбулентном режиме к вязким напряжениям добавляются напряжения, вызванные беспорядочным перемешиванием отдельных масс жидкости (турбулентная вязкость). В общем случае в потоке существует одновременно и вязкое, и турбулентное трения, вызывающие гидравлические потери (сопротивление). Различают два вида гидравлических потерь: потери трения $H_{\text{тр}}$ и местные потери (сопротивление) $H_{\text{м}}$.

Потери трения вызываются вязкостью (как молекулярной, так и турбулентной) реальных жидкостей и газов, возникающей при их движении и являющейся результатом обмена количеством движения между молекулами (при ламинарном течении), а также между отдельными частицами (при турбулентном течении) соседних слоев жидкости (газа), движущихся с различными скоростями. Эти потери имеют место на протяжении всей длины сети (трубопровода, тоннеля и др.), поэтому их называют также потерями по длине.

Местные потери возникают в результате нарушения нормального течения потока, отрыва его от стенки и вихреобразования в местах изменения конфигурации трубопровода или встречи препятствий (вход потока в трубопровод, расширение, сужение, изгиб и разветвление потока, протекание потока через отверстие, решетки, запорные или дроссельные устройства, фильтрация через пористые тела, обтекание различных препятствий и др.). К местным потерям относятся также потери скоростного (динамического) давления при выходе потока из сети в большой объем (атмосферу). Все виды местных потерь давления (за исключением потерь скоростного давления при выходе из сети) происходят на достаточно длинном участке трубопровода, при этом они не отделены от потерь на трение. Однако для удобства расчета их условно считают сосредоточенными в одном сечении и не включающими потерь на трение.

Суммирование потерь производится по принципу наложения, при котором берется арифметическая сумма потерь на трение и местных потерь, т. е.

$$\sum_{i=1}^n H = H_{\text{тр}} + H_{\text{м}}, \text{ кгс/м}^2. \quad (2. \text{VII})$$

Величину $H_{\text{тр}}$ в местных сопротивлениях следует учитывать только для фасонных частей тоннеля или трубопровода сравнительно большой протяженности (отводы и диффузоры с небольшими углами расширения) и для случая, когда эта величина соизмерима с величиной $H_{\text{м}}$. Для тоннелей и выработок метрополитена, где всегда преобладает турбулентное движение, характеризующееся большим числом Рейнольдса Re , молекулярной вязкостью можно пренебречь. Это означает, что сопротивление тре-

нию становится практически пропорциональным квадрату скорости и в соответствии с известными выводами [1] может быть вычислено по формуле Дарси — Вейсбаха

$$H_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \frac{l}{d} \frac{\gamma_{\text{в}} v_0^2}{2g}, \text{ кгс/м}^2 \text{ (или м. вод. ст);} \quad (3.VII)$$

$$d = d_3 = 4 \frac{F}{\Pi}, \text{ м}, \quad (4.VII)$$

где $\lambda_{\text{тр}}$ — безразмерный коэффициент сопротивления трению единицы относительной длины (длина, равная одному гидравлическому диаметру) тоннеля или канала; l — длина расчетного участка (для изогнутых каналов или тоннелей она принимается по оси), м; d_3 — эквивалентный гидравлический диаметр сечения тоннеля или канала, м; d — внутренний диаметр тоннеля или канала круглого сечения, м; $v_0 = \int_{F_1}^{F_2} v dF / F = L / F$ — средняя * по сечению тоннеля или канала скорость потока, м/с; F — внутренняя площадь сечения тоннеля или канала в свету, м²; Π — внутренний периметр сечения тоннеля или канала, м; L — действительный расход жидкости (газа), проходящей по тоннелю или каналу, м³/с; $\gamma_{\text{в}}$ — плотность воздуха (газа), кг/м³.

Формула (3.VII) ввиду ее простоты широко применяется и тогда, когда сопротивление не следует квадратичному закону. В этом случае величина $\lambda_{\text{тр}}$ сама является функцией скорости (числа Re). Трудностью при расчете по формуле (3.VII) является определение коэффициента сопротивления трению $\lambda_{\text{тр}}$ в условиях турбулентного движения, так как из-за многообразия явлений, связанных с течением жидкости (газа), не найдено строгих теоретических и универсальных решений. В настоящее время имеется лишь ряд физических моделей явления перемешивания, на основе которых получены полуэмпирические формулы для определения сопротивления трению. Практически поверхность тоннелей и каналов может быть как гладкой, так и шероховатой. Шероховатость поверхности определяется наличием на ней бугорков, которые с точки зрения их расположения, формы и размеров бывают равномерными и неравномерными. Средняя высота Δ бугорков, выраженная в абсолютных единицах длины, называется абсолютной геометрической шероховатостью. Отношение средней высоты бугорков к диаметру тоннеля или канала в одинаковых единицах измерения называется относительной шероховатостью, т. е.

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{d_3}. \quad (5.VII)$$

* Так как распределение скоростей по сечению трубы почти никогда не бывает равномерным, то для простоты решений практических задач вводится понятие о средней скорости потока.

В шероховатых тоннелях или каналах сопротивление трению больше, чем в гладких, так как при обтекании потоком жидкости (газа) бугорков шероховатости на них появляются срывы и вихреобразования, связанные с дополнительными потерями давления. При этом с увеличением числа Re коэффициент сопротивления трению возрастает при неизменной геометрической шероховатости. Объясняется это влиянием ламинарного (вязкого) подслоя. В случае, когда толщина ламинарного подслоя больше высоты бугорков шероховатости, последние целиком погружаются в этот подслой. При малой скорости, характерной для ламинарного подслоя, поток плавно обтекает неровности и они не оказывают влияния на характер движения. В этом случае величина $\lambda_{гр}$ уменьшается. С увеличением числа Re толщина ламинарного подслоя уменьшается, а при достижении известного значения Re она может стать меньше высоты бугорков шероховатости. Тогда на бугорках будут образовываться срывы и вихри, а следовательно, сопротивление трению будет возрастать.

Изложенное позволяет считать поверхности тоннелей или каналов гидравлически гладкими, пока высота бугорков шероховатости будет меньше толщины ламинарного подслоя. Следовательно, движение жидкости (газа) по шероховатому тоннелю или каналу в основном определяется числом Re и относительной шероховатостью Δ/d_3 . Равенство отношения Δ/d_3 для разных тоннелей или каналов является условием их геометрического подобия, без которого не может быть и динамического подобия.

При больших числах Re , характерных для тоннелей метрополитенов, коэффициент сопротивления трению можно определить по формуле

$$\lambda_{гр} = \frac{1}{(A + B \lg \bar{\Delta})^2}, \quad (6.VII)$$

Коэффициенты A и B принимают различные значения для разных участков кривой $\lambda_{гр} = f(Re, \bar{\Delta})$.

В результате опытов, проведенных Никурадзе с целью определения коэффициента сопротивления трению в трубах с равномерной зернистой шероховатостью, установлены три основных режима (области) движения потока.

Первый режим, называемый ламинарным, характеризуется малыми значениями числа Re (до $Re \approx 2000$), а также тем, что шероховатость не оказывает влияния на величину $\lambda_{гр}$. При этом режиме коэффициент сопротивления трению не зависит от шероховатости, а зависит только от числа Re и определяется по закону Гагена — Пуазейля для ламинарного движения

$$\lambda_{гр} = \frac{64}{Re}. \quad (7.VII)$$

Второй режим, называемый переходным, охватывает три участка кривых сопротивления трению для равномерно зернистой шероховатости.

1-й участок, относящийся к переходной (критической) области между ламинарным и турбулентным течениями (примерно для $Re = 2000 \div 4000$). Здесь коэффициент сопротивления трению быстро растет с увеличением числа Re . Вместе с тем он продолжает оставаться одинаковым для разных значений относительной шероховатости.

2-й участок, на котором кривые для труб с различной шероховатостью совпадают с формулой Блазиуса для гладких труб (формула действительна в пределах $3000 < Re < 100\,000$):

$$\lambda_{тр} = \frac{r_{0,3164}}{Re^{0,25}}; \quad (8.VII)$$

3-й участок, на котором кривые сопротивления для труб с различной шероховатостью расходятся между собой, отходя от прямой, вычисленной по формуле (8.VII).

Третий режим называется квадратичным (или режимом вполне шероховатых стенок), а также режимом турбулентной автомодельности. Он характеризуется тем, что коэффициент сопротивления трению для каждой шероховатости становится постоянным и не зависит от числа Re . Движение воздуха в тоннелях метрополитена, как правило, проходит при этом режиме.

Коэффициент сопротивления трению для всего рассчитываемого элемента определяется по формуле

$$\xi_{тр} = \lambda_{тр} \frac{l}{d_s}. \quad (9.VII)$$

Из выражений (3.VII) и (9.VII) получим формулу для определения сопротивления трению, выраженную через коэффициент аэродинамического сопротивления трению для всего рассчитываемого элемента,

$$H_{тр} = \xi_{тр} \frac{\gamma_{во} v_0^2}{2g}, \text{ кгс/м}^2. \quad (10.VII)$$

Коэффициент аэродинамического сопротивления представляет собой отношение потеряннного давления (потерянной удельной энергии) H к скоростному давлению $\gamma_{во} v_0^2 / 2g$ в принятом сечении F , т. е.

$$\xi = \frac{H}{\frac{\gamma_{во} v_0^2}{2g}}, \quad (11.VII)$$

Поэтому, аналогично предыдущему, зная полученное экспериментальным путем любое местное сопротивление, можно определить значение H_m по формуле

$$H_m = \xi_m \frac{\gamma_{во} v_0^2}{2g}, \text{ кгс/м}^2. \quad (12.VII)$$

Подставляя в уравнение (2.VII) выражения (10.VII) и (12.VII), получим формулу для определения суммарных потерь

$$\sum_{i=1}^n H = (\xi_m + \xi_{тр}) \frac{\gamma_{во} v_0^2}{2g}, \text{ кгс/м}^2. \quad (13.VII)$$

В соответствии с принятым условно принципом наложения потерь значение суммарного коэффициента аэродинамических сопротивлений может быть выражено в виде

$$\sum_{i=1}^n \xi = \xi_m + \xi_{тр}. \quad (14.VII)$$

Приведенные выше формулы для определения коэффициентов трения и местных сопротивлений верны до значения числа Маха $M = v_0/c = 0,75 \div 0,8$ ($c = 340$ — скорость распространения звука, м/с).

§ 2. Расчеты и экспериментальное определение аэродинамического сопротивления трению в тоннелях метрополитена

В вентиляционных системах тоннельной вентиляции доля сопротивления трению в общем сопротивлении системы составляет 5—20%. Остальная доля приходится на местные сопротивления.

В практике аэродинамических расчетов горных выработок принято пользоваться размерным коэффициентом аэродинамического сопротивления трению $\alpha_{тр}$, который связан с безразмерным коэффициентом зависимостью

$$\alpha_{тр} = \frac{\gamma_{во}}{2g} \frac{\lambda_{тр}}{4}, \text{ кгс} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4. \quad (15.VII)$$

Для стандартной атмосферы ($\gamma_{во}) = 1,2$ кгс/м³ формула (15.VII) после преобразования примет вид

$$\alpha_{тр} \cdot 10^4 = 153 \lambda_{тр}, \quad (15a.VII)$$

откуда

$$\lambda_{тр} = 65,4 \alpha_{тр}. \quad (15b.VII)$$

С учетом формулы (6.VII) имеем

$$\alpha_{тр} \cdot 10^4 = \frac{153}{(A + B \lg \Delta)}. \quad (16.VII)$$

Тогда формула (3.VII) для определения сопротивления трению, выраженная через $\alpha_{тр}$, примет вид

$$H_{тр} = \alpha_{тр} v_0^2 \frac{4l}{d_3} = \alpha_{тр} \frac{L^2 \Pi}{F_3}, \text{ кгс/м}^2. \quad (17.VII)$$

Тоннели метрополитена (путевые, вентиляционные, кабельные, пешеходные и др.) имеют самые различные очертания (прямоугольное, круглое, овальное и др.). По конструкции и состоянию внутренней поверхности, соприкасающейся с движущимся воздухом, они могут быть условно гладкими (бетонными без штукатурки и бетонными оштукатуренными), а также ребристыми (при тубинговой обделке из бетона или металла и ребристом перекрытии в тоннелях мелкого заложения). По периметру сечения поверхность тоннелей, как правило, неоднородна, так как конструкции поверхностей основания пути (или пола в пешеходных и кабельных тоннелях), боков, свода или перекрытия различны между собой. Кроме того, непосредственно у внутренних поверхностях тоннелей, а также на некотором расстоянии от них располагаются чередующиеся в определенном порядке конструкции (шпалы, ходовые и тоководущие рельсы, различные трубы, кабели, крепления и кронштейны для тоководущего рельса, труб и кабелей, ходовые мостики или банкетки), называемые армировкой тоннелей. Эти конструкции, находясь в потоке воздуха, создают существенное аэродинамическое сопротивление. Сопротивление, вызванное такой равномерно распределенной по длине тоннеля армировкой, может рассматриваться как линейное, т. е. сопротивление, распределенное равномерно по длине тоннеля и условно отнесенное к сопротивлению трения.

В отличие от труб и каналов с однородной поверхностью, для которых определение значений $\lambda_{тр}$ и $\alpha_{тр}$ общеизвестно, расчетное определение коэффициентов сопротивления трению для неоднородных поверхностей тоннелей метрополитена представляет значительные трудности. Поэтому ниже приводится методика их определения, которая может быть применена для тоннелей любых форм, имеющих разные поверхности и конструкции армировки. В основу ее положена теория, разработанная И. Е. Идельчиком [1, 18, 19, 41].

Сопротивление тоннеля трению на участке длиной l в соответствии с формулами (3.VII) и (9.VII) может быть представлено в виде

$$H_{тр} = \xi \frac{\gamma_{во} v_0^2}{2g} = \xi_{ист} \frac{\gamma_{во} v_0^2_{ист}}{2g} = \lambda_{тр. об} \frac{l}{d_3} \frac{\gamma_{во} v_0^2_{ист}}{2g}, \quad \text{кгс/м}^2, \quad (18.VII)$$

$$\xi_{ист} = \sum_{i=1}^n \xi \left(\frac{F_{ист.т}}{F_{т}} \right)^2, \quad (18a.VII)$$

где v_0 и $v_{0ист}$ — соответственно средняя скорость потока воздуха по полному сечению тоннеля (без армировки) и средняя скорость по сечению тоннеля за вычетом площади армировки, м/с; $\sum_{i=1}^n \xi = \xi_{тр} + \xi_{ар}$ — суммарный коэффициент аэродинамического сопротивления трению на участке тоннеля длиной l ; $\xi_{тр}$ — коэффициент

аэродинамического сопротивления трению на участке тоннеля длиной l ; $\zeta_{ар}$ — коэффициент аэродинамического сопротивления армировки тоннеля трению на участке длиной l ; F_T — внутренняя площадь сечения тоннеля в свету без учета армировки, m^2 ; $F_{ист. т}$ — истинная площадь сечения тоннеля за вычетом площади армировки, m^2 ; $\lambda_{тр. об}$ — общий коэффициент сопротивления трению единицы относительной длины (равной одному эквивалентному гидравлическому диаметру d_3 всей разнообразной поверхности тоннеля).

Коэффициент сопротивления трению для тоннеля из ребристых металлических и бетонных тубингов с учетом поверхности, занимаемой тубингами, может быть определен по формуле, полученной в Днепропетровском горном институте им. Артема и уточненной автором [1],

$$\alpha_{тр. туб} \cdot 10^4 = \frac{1}{k_m \left(0,151 + 0,22 \lg \frac{2F_{ист. т}}{l_{реб} \Pi_{ист. т}} \right)}, \quad (19.VII)$$

где $\Pi_{ист. т}$ — периметр тоннеля, имеющего обделку из тубингов, м; $l_{реб}$ — расстояние между ребрами тубингов вдоль тоннеля, м. Формула применима при продольном калибре тубинга $l_{реб}/\Delta_{реб} = 2 \div 6$ ($\Delta_{реб}$ — высота ребер тубингов, м).

Она получена на основании исследований модели диаметром $d_m = 0,6$ м при расстоянии между ребрами тубингов $l_T = 0,066$ м и высоте ребер $\Delta_{реб} = 0,02$ м. Однако опыты показали, что значение $\alpha_{тр}$ для модели на 40—45% больше, чем для тоннеля диаметром $d_3 = 6$ м при $l_{реб} = 0,5$ м и $\Delta_{реб} = 0,18$ м. Поэтому в формулу вводится масштабный коэффициент

$$k_m = \frac{1}{\left(\frac{d_3}{d_m} \right)^{0,19}} = \frac{1}{\left(\frac{d_3}{0,6} \right)^{0,19}} = \frac{1}{(1,67d_3)^{0,19}}, \quad (19a.VII)$$

Коэффициент аэродинамического сопротивления тубинговой поверхности тоннеля трению для участка длиной l выразится в виде

$$\xi_{тр. туб} = 65,4 \frac{\alpha_{тр. туб} l}{d_3} \left(\frac{F_T}{F_{ист. т}} \right)^2. \quad (20.VII)$$

Коэффициент аэродинамического сопротивления трению для тоннелей с обделкой из монолитного бетона или из блоков, имеющих условную гладкую поверхность, на участке длиной l , где эта поверхность является частью всей поверхности тоннеля, обтекаемой потоком воздуха, определяется по формуле

$$\xi_{тр. туб} = 1,07 \lambda_{тр. т} \left(\frac{F_T}{F_{ист. т}} \right) \frac{\Pi_{бет}}{\Pi_{ист. т}}, \quad (21.VII)$$

где $\Pi_{бет}$ — периметр поверхности бетона (или блоков), обтекаемой потоком воздуха, м; $\Pi_{ист. т}$ — истинный периметр тоннеля, обтекаемого потоком воздуха, м; 1,07 — коэффициент, учитыва-

ющий выступы, образующиеся по периметру тоннеля в местах соединения между собой колец блоков (при монолитной бетонной обделке он равен единице); $\lambda_{тр. т}$ — коэффициент сопротивления трению единицы относительной длины данной поверхности тоннеля (равной эквивалентному гидравлическому диаметру d_3), зависящий от состояния стенок тоннеля.

В случае, когда вся поверхность тоннеля однородна и ничем не загромождена, $P_{бет}/P_{ист. т} = 1$.

Коэффициент аэродинамического сопротивления трению поверхности основания пути для участка тоннеля длиной l выражается в виде

$$\xi_{тр. осн} = l \frac{\lambda_{d_3}}{d_3} \left(\frac{F_T}{F_{ист. т}} \right)^2 \frac{P_{осн}}{P_{ист. т}}, \quad (22.VII)$$

где $P_{осн}$ — периметр поверхности основания пути, м.

В случае, когда толщина ребер тубингов меньше расстояния, равного 5% расстояния между ними (металлическая обделка), сопротивлением торцов ребер трению можно пренебречь. При большей толщине, что имеет место в железобетонных тубингах, следует учитывать сопротивление торцов ребер трению, выраженное через коэффициент аэродинамического сопротивления

$$\xi_{тр. общ} = l \frac{\lambda_{тр. т}}{d_3} \left(\frac{F_T}{F_{ист. т}} \right)^2 \frac{P_{туб}}{P_{ист. т}} b, \quad (23.VII)$$

где $P_{туб}$ — периметр поверхности тубингов, обтекаемых потоком воздуха (за вычетом проекций кабелей и труб на эту поверхность), м; b — суммарная толщина ребра, т. е. длина данной поверхности, приходящаяся на 1 м длины тоннеля, м.

Коэффициент $\lambda_{тр. т}$ сопротивления трению единицы относительной длины тоннеля (равной эквивалентному гидравлическому диаметру d_3), зависящий от состояния поверхности тоннеля, определяется для третьего движения потока (присущего, как правило, условиям движения воздуха в тоннелях метрополитена) по графику для неравномерной шероховатости (рис. 1.VII). При этом значения Re и Δ предварительно определяются по формулам (1.VII) и (4.VII), а абсолютная шероховатость Δ (высота бугорков шероховатости) может принимать следующие значения:

	Высота бугорков шерохо- ватости, мм
Поверхность тоннелей из монолитного бетона с оштукатуренными следами передвижной опалубки . . .	2—6
То же, хорошо оштукатуренная поверхность	0.1—0.8
Поверхность тоннелей из бетонных небрызговых блоков и тубингов, изготовленных в металлических формах	1—2
Поверхность основания пути и деревянных шпал с учетом загрязнения в процессе эксплуатации . . .	1—2
Поверхность кабелей после снятия джутовой оплетки	0.2—0.6

Так как движение воздуха в туннелях происходит при $Re = 1,5 \cdot 10^5 \div 3 \cdot 10^7$, то профиль скоростей подчиняется степенному закону [41], на основании которого можно определить (при незагроможденном сечении туннеля другими конструкциями) местную скорость в любой точке сечения туннеля v_M или среднюю скорость

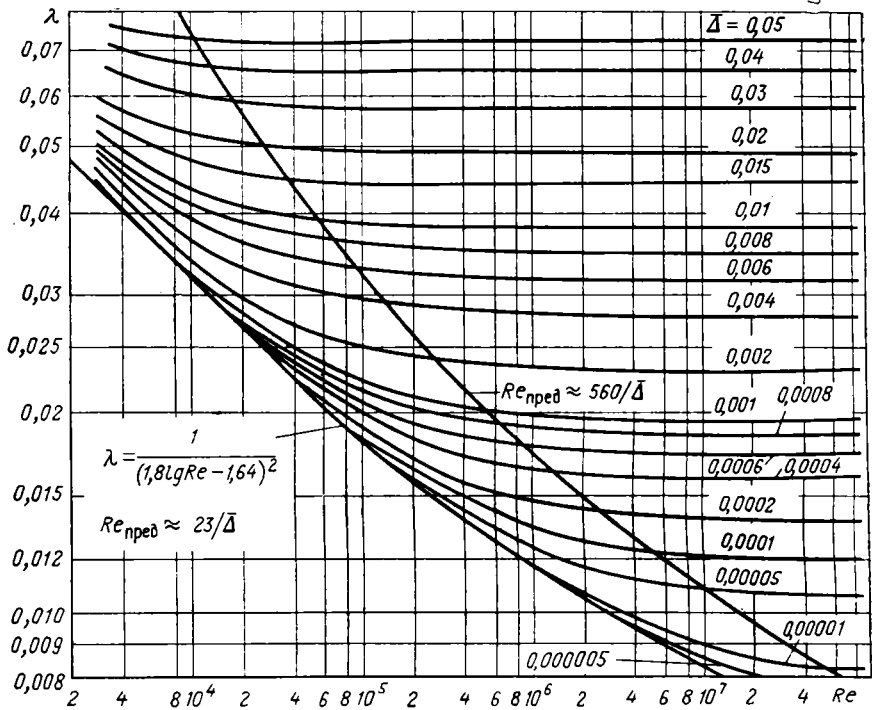


Рис. 1.VII. График зависимости коэффициента сопротивления трению λ от числа Рейнольдса Re для неравномерной шероховатости

v_0 по сечению туннеля в свету (при известной местной скорости):

$$\frac{v_M}{v_0} = 1,05 \left(1 - \frac{y}{R}\right)^{1/3}. \quad (24.VII)$$

Коэффициент лобового сопротивления армировки определяется по формуле И. Е. Идельчика [1, 41]

$$\alpha_{ар} \cdot 10^4 = \frac{180 \sum_{i=1}^n \frac{C_{x1i}}{\left(\frac{d_0}{d_2}\right)_i \bar{\Delta}} \cdot \frac{F_{Mi}}{F} \left(1 - \frac{y}{R}\right)^{1/3}}{\left(1 - \sum_{i=1}^n \tau_i \frac{F_{Mi}}{F}\right)^3}, \quad (25.VII)$$

где F_{mi} — площадь мидельного сечения данного элемента армировки, т. е. площадь проекции элемента армировки на поперечное сечение тоннеля или канала, m^2 ; R — радиус (внутренний) тоннеля, m ; y — расстояние средней точки — центра тяжести элемента армировки от центра сечения тоннеля, m ; d_0 — диаметр или толщина элемента армировки (в поперечном сечении тоннеля), m ; $\bar{\Delta} = \frac{l_{ap}}{d_0}$ — относительное продольное расстояние между элементами армировки (продольный калибр); l_{ap} — расстояние между элементами армировки вдоль потока, m ; C_{x1i} — экспериментальный коэффициент лобового сопротивления элемента армировки, зависящий от величины $\bar{\Delta}$ и определяемый по графику (рис. 2.VII); τ_i — экспериментальный коэффициент, зависящий от величины $\bar{\Delta}$ и определяемый по графику (см. рис. 2.VII).

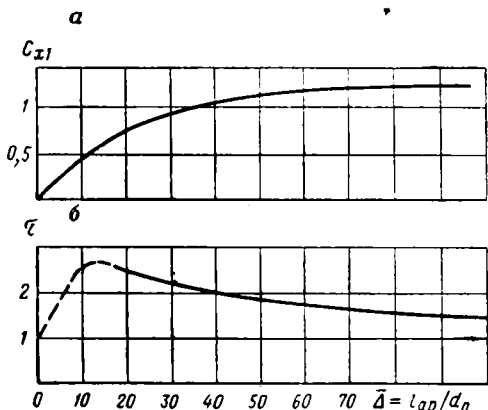


Рис. 2.VII. График зависимостей $C_{x1} = f(\bar{\Delta})$ (а) и $\tau = f(\bar{\Delta})$ (б), характеризующие лобовое сопротивление армировки тоннеля

В некоторых случаях абсолютное расстояние l_{ap} между различными элементами армировки вдоль тоннеля может быть разным. При этом могут быть случаи, когда плоскость установки одного комплекта армировки не совпадает с плоскостью установки другого комплекта (полное чередование) или совпадает через определенные промежутки (неполное чередование). При полном чередовании армировки расчет следует вести раздельно только для комплектов армировки с различными продольными расстояниями. Значения $\alpha_{ap} \cdot 10^4$, полученные для каждого из комплектов, следует при этом сложить. В случае неполного чередования армировки расчет следует вести следующим образом [41]. Определяется значение $\alpha_{ap} \cdot 10^4$ для комплектов армировки в совпадающих плоскостях, значение для первого комплекта в несовпадающих плоскостях и для второго комплекта в несовпадающих плоскостях. Затем все полученные значения $\alpha_{ap} \cdot 10^4$ суммируются.

Например, если расстояние между элементами первого комплекта армировки вдоль потока $l_{ap1} = 1000$ мм, а между элементами второго комплекта $l_{ap2} = 600$ мм, тогда, если в начальном сечении тоннеля плоскости обоих комплектов армировки совпадают, то в дальнейшем такое совпадение для элементов первого

комплекта будет получаться через каждые два на третий комплект, а для второго — через каждые четыре на пятый комплект:

$$\frac{l_{ap1}}{l_{ap2}} = \frac{1000}{600} = \frac{5}{3} = \frac{\gamma_2}{\gamma_1}.$$

Таким образом, при определении величины

$$\frac{C_{x1} i i}{\left(\frac{d_0}{d_3}\right)_i \bar{\Delta}} \cdot \frac{F_{Mi}}{F} \left(1 - \frac{y}{R}\right)^{1/3}$$

из формулы (25.VII) для каждого элемента первого комплекта армировки в совпадающих плоскостях ее нужно умножить на $1/\gamma_1 = 1/3$, а для каждого элемента второго комплекта на $1/\gamma_2 = 1/5$. Для каждого комплекта армировки в несовпадающих плоскостях эта величина должна умножаться соответственно на $1 - 1/\gamma_1 = 1 - 1/3 = 2/3$ и на $1 - 1/\gamma_2 = 1 - 1/5 = 4/5$. Коэффициент аэродинамического сопротивления всей армировки тоннелей (кронштейны, основание пути, шпалы и др.) для участка длиной l определяется по формуле

$$\xi_{ap} = 65 l^4 \frac{\alpha_{ap} l}{d_3}; \quad (26.VII)$$

$$\alpha_{ap} = \alpha_{ap1} + \alpha_{ap2} + \dots + \alpha_{apn}. \quad (27.VII)$$

На стенах, а иногда и на своде тоннелей располагается в один, два и три ряда по толщине и в десятки рядов по периметру тоннеля большое число кабелей разного назначения, которые, создавая сопротивление трению, существенно влияют на аэродинамическое сопротивление тоннелей. Аэродинамическое сопротивление кронштейнов, поддерживающих кабели, и других подобных конструкций, создает лобовое сопротивление потоку воздуха и подсчитывается по формуле (25.VII).

Коэффициент аэродинамического сопротивления трению кабелей в количестве n определяется по формуле И. Е. Идельчика

$$\xi_{kab} = \frac{0,3 \lambda_{d_{kab}} l \sum_{i=1}^n \frac{H_{kab}}{F} \left(1 - \frac{y}{R}\right)^{1/3}}{\left(1 - \sum_{i=1}^n \tau_i \frac{F_{Mi}}{F}\right)^3}. \quad (28.VII)$$

Коэффициент, сопротивления трению единицы относительной длины кабеля $\lambda_{d_{kab}}$ является функцией числа

$$Re_{kab} = \frac{v d_{kab}}{\nu_{к. в}} \quad (28a.VII)$$

При частичном загромождении сечения тоннеля армировкой (основание пути, кронштейны и др.), выражаемой в виде

$1 - \sum_{i=1}^n \tau_i \cdot F_{M i} / F$, величина $\lambda_{d_{\text{каб}}}$ является также функцией местной скорости

$$v_M = v_{0 \text{ ист}} \frac{1,05 \left(1 - \frac{y}{R}\right)^{1/2}}{1 - \sum_{i=1}^n \tau_i \frac{F_{M i}}{F}} \quad (28б.VII)$$

В формулах (28.VII) и (28а.VII) $d_{\text{каб}}$ — диаметр кабеля, м; $P_{\text{каб}}$ — периметр кабеля, м; l — длина расчетного участка тоннеля, м.

Суммарный коэффициент сопротивления трению на участке длиной l выражается в виде:

для тоннеля, закрепленного металлическими тьюбингами,

$$\sum_{i=1}^n \xi = \xi_{\text{тр. тьюб}} + \xi_{\text{тр. осн}} + \xi_{\text{ар}} + \xi_{\text{каб}}; \quad (29.VII)$$

для тоннеля, закрепленного железобетонными тьюбингами,

$$\sum_{i=1}^n \xi = \xi_{\text{тр. тьюб}} + \xi_{\text{тр. торц}} + \xi_{\text{тр. осн}} + \xi_{\text{ар}} + \xi_{\text{каб}}. \quad (30.VII)$$

для тоннеля, закрепленного железобетонными блоками или монолитным бетоном,

$$\sum_{i=1}^n \xi = \xi_{\text{тр. бет}} + \xi_{\text{тр. осн}} + \xi_{\text{ар}} + \xi_{\text{каб}}. \quad (31.VII)$$

Общий коэффициент сопротивления трению единицы относительной длины тоннеля

$$\lambda_{\text{тр. т. об}} = \frac{\sum_{i=1}^n \xi d_3 \left(\frac{F_{\text{ист. т}}}{F_T}\right)^2}{l}. \quad (32.VII)$$

Общее сопротивление тоннеля трению на участке длиной l

$$H_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр. т. об}} \frac{l}{d_3} \frac{\gamma_{\text{во}}}{2g} v_{0 \text{ ист}}^2, \text{ кгс/м}^2. \quad (32а.VII)$$

Для практических расчетов целесообразно определять сопротивление тоннеля на 100 м его длины. Поэтому в формулах вместо l следует подставлять значение 10^2 .

С целью проверки расчетных методов определения коэффициентов абсолютных величин сопротивления трению по заданию Метрогипротранса в Днепропетровском горном институте [1] проведены экспериментальные исследования аэродинамического сопротивления путевых тоннелей метрополитена на моделях для

внутреннего диаметра $d_{вн} = 5,6$ м с обделкой из чугунных ребристых тубингов (рис. 3.VII) и на моделях для внутреннего диаметра $d_{вн} = 5,1$ м с обделкой из железобетонных блоков с условно гладкой поверхностью, армировка которых аналогична армировке тоннелей с обделкой из железобетонных ребристых

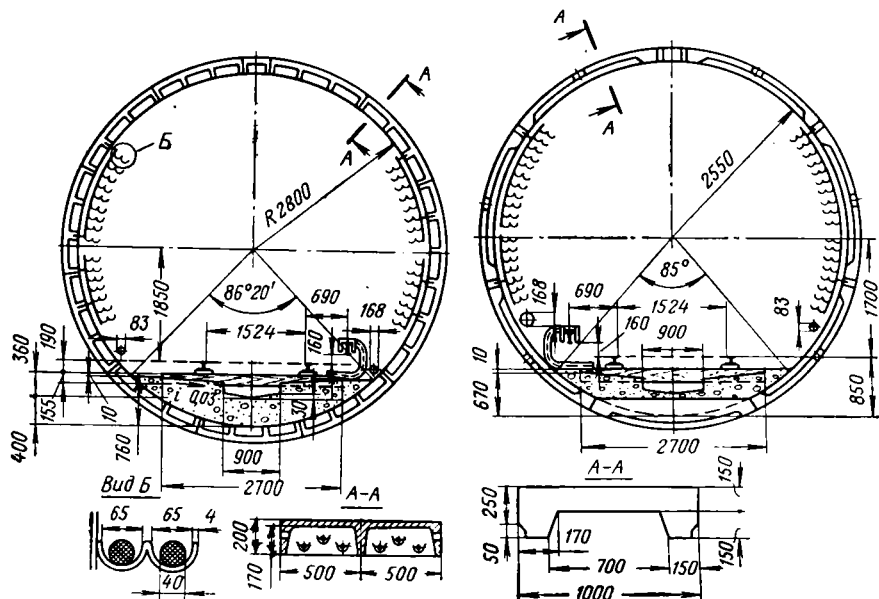


Рис. 3.VII. Сечение перегонного тоннеля метрополитена внутренним диаметром $d_{вн} = 5,6$ м с обделкой из чугунных тубингов и армировкой

Рис. 4.VII. Сечение перегонного тоннеля метрополитена внутренним диаметром $d_{вн} = 5,1$ м с обделкой из железобетонных ребристых тубингов и армировкой

тубингов внутренним диаметром $d_{вн} = 5,1$ м (рис. 4.VII) и вентиляционных тоннелей диаметром $d_{вн} = 4,5$ м с обделкой из железобетонных блоков или монолитного железобетона (рис. 5.VII). Модели путевых тубинговых ребристых тоннелей были составлены из отдельных тубингов гипсовой ребристой тубинговой трубы с внутренним диаметром тубинговых колец в свету $d_{вн} = 0,6$ м, внутренним сечением в свету $F = 0,283$ м² и внутренним периметром $\Pi = 1,89$ м (длина испытываемого участка l около 10 м). Модели путевых и вентиляционных тоннелей с обделкой из железобетонных блоков или монолитного железобетона были изготовлены из фанерной трубы диаметром $d_{вн} = 0,715$ м (длина испытываемого участка около 10 м). Продольные выступы в обделке вследствие возможного несовпадения в натуре блоков при их сборке моделировались соответствующими выступами при стыковке фанерных листов.

Испытания проводились при отсутствии армировки, при наличии армировки, при отсутствии кабелей, но при наличии кабельных кронштейнов и остальной армировки, при отсутствии кабелей и кабельных кронштейнов, но при наличии остальной армировки. Испытания проводились при соблюдении пропорциональ-

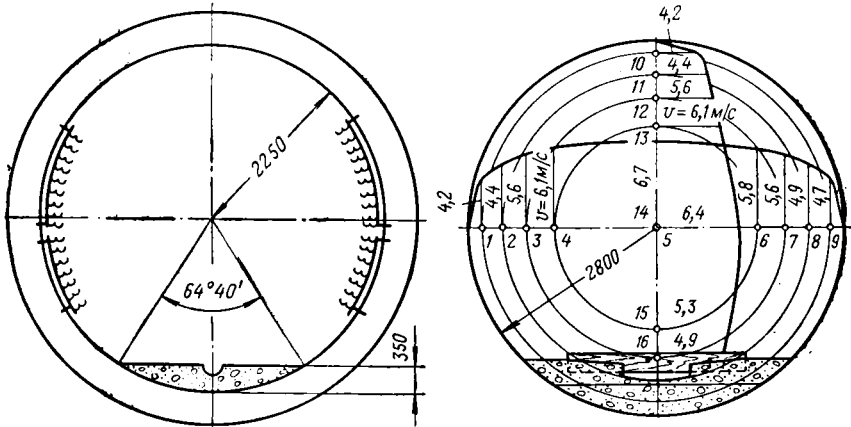


Рис. 5.VII. Сечение вентиляционного тоннеля метрополитена внутренним диаметром $d_{вн} = 4,5$ м с обделкой из железобетонных блоков с условно гладкими поверхностями и армировкой

Рис. 6.VII. Эпюра скоростей движения воздуха в тоннеле внутренним диаметром $d_{вн} = 5,6$ м

ности всех линейных размеров модели и натуре, профиля скоростей для сходных сечений, постоянства отношений плотности и вязкости жидкости (для модели и натуре) и равенства чисел Re (для модели и натуре). Модели изготавливались в масштабе $1 : 9,3$; $1 : 6,3$. В таком же масштабе моделировалась армировка тоннелей (шпалы, основание пути, ходовые и токоведущие рельсы, кабельные кронштейны, кабели, трубы и др.). В результате испытаний на моделях были получены значения $N_{тр}$ и $\lambda_{тр}$, т. е. об для типов армировки, наиболее часто применяемых в метрополитене.

В дальнейшем с целью проверки метода расчета коэффициента сопротивления трению, а также результатов испытаний, выполненных на моделях ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского и Метрогипротрансом с участием автора в 1960 г., на линии Московского метрополитена были проведены натурные исследования аэродинамического сопротивления путевого тоннеля (внутренний диаметр $d_{вн} = 5,6$ м) с обделкой из чугунных ребристых тюбингов и армировкой, показанной на рис. 3.VII, но без кабелей [1]. Длина испытываемого участка тоннеля составляла 927 м. Для создания воздушного потока перед испытываемым участком в специальной

камере были установлены для параллельной работы два осевых вентилятора конструкции ЦАГИ и Метрогипротранса с рабочим колесом диаметром 2 м и с лопатками типа У-2. Каждый вентилятор был непосредственно соединен с электродвигателем мощностью 92 кВт (скорость вращения 730 об/мин). Количество воз-

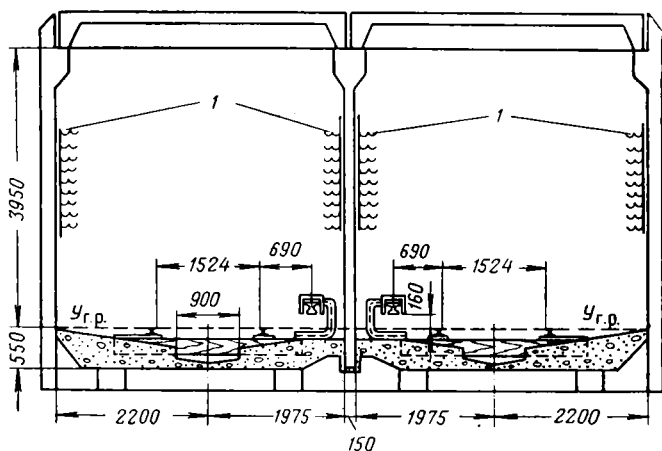


Рис. 7.VII. Сечение прямоугольных тоннелей размером 4,175 × 3,95 м: 1 — кабели диаметром 40 мм (22 кабели на 11 двухрожковых кронштейнах)

духа, подаваемого двумя вентиляторами на испытываемый участок при параллельной их работе, составляло 420 000 м³/ч (116,9 м³/с). Максимальная скорость потока воздуха в тоннеле составляла $v_{\max} = 6,7$ м/с, а средняя по сечению — $v_{0\text{ист}} = 5,14$ м/с. Эпюра скоростей движения воздуха в сечении испытываемого тоннеля показана на рис. 6.VII.

В табл. 1.VII приведена аэродинамическая характеристика $\lambda_{\text{гр. т. об}}$ путевых перегонных тоннелей метрополитена диаметром $d_{\text{вн}} = 5,6$ м (см. рис. 3.VII) и $d_{\text{вн}} = 5,1$ м (см. рис. 4.VII), а также прямоугольного сечения с внутренними размерами 4,175 × 3,95 м (см. рис. 7.VII) и вентиляционного тоннеля диаметром $d_{\text{вн}} = 4,5$ м (см. рис. 5.VII) с обделкой из чугунных и железобетонных ребристых тубингов, сборных железобетонных блоков и монолитного железобетона с условно гладкой поверхностью.

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы.

1. Разработанный метод расчета коэффициента аэродинамического сопротивления и полного сопротивления тоннелей со сложной армировкой является достаточно точным и надежным.

2. Сопротивление тоннелей с обделкой из железобетонных и металлических ребристых тубингов примерно в 2 раза больше, чем тоннелей с обделкой из сборных железобетонных блоков

(без ребер) и из монолитного бетона с условно гладкой поверхностью.

3. Кабели, расположенные на кронштейнах вдоль стен тьюбинговых ребристых тоннелей, способствуют уменьшению общего сопротивления тоннеля примерно на 20%, а кабели, расположенные в тоннелях из сборных железобетонных блоков или монолитного железобетона с условно гладкой поверхностью увеличивают общее сопротивление тоннеля от 5 до 25%. Очевидно уменьшение сопротивления трению в тьюбинговых ребристых тоннелях при наличии кабелей вызывается закрытием кабелями части ребристой поверхности, оказывающей наибольшее сопротивление трению.

Пример 1. Определить коэффициент аэродинамического сопротивления $\lambda_{тр. т. об}$ (при полной армировке, армировке без кабелей и армировке без кабелей и кронштейнов) и общее сопротивление трению $H_{тр}$ перегонного путевого тоннеля метрополитена внутренним диаметром $d_{вн} = 5,6$ м с обделкой из чугуновых ребристых тьюбингов. Тоннель имеет полную армировку, включающую путевое основание со шпалами, токопроводящий и ходовые рельсы, кабельные кронштейны и кабели вдоль боковых стен (см. рис. 3.VII).

1. Определяем площадь сечения тоннеля, его периметр и гидравлический диаметр. Внутренняя площадь сечения тоннеля без учета армировки составит

$$F = \pi R^2 = 3,14 \cdot 2,8^2 = 24,6 \text{ м}^2.$$

Площадь основания пути (в сечении), включая дренажный лоток составит

$$F_{осн} = \frac{R^2}{2} \left(\frac{\pi\varphi}{180} - \sin \varphi \right), \text{ м}^2;$$

$$\cos \frac{\varphi}{2} = \frac{R - 0,76}{R} = \frac{2,8 - 0,76}{2,8} = 0,729;$$

$$\frac{\varphi}{2} = 43^\circ 10'; \quad \varphi = 86^\circ 20' = 86,3^\circ;$$

$$\alpha = 90^\circ - 43^\circ 10' = 46^\circ 50';$$

$$\cos \alpha = \cos 46^\circ 50' = 0,684;$$

$$\sin \varphi = \sin 86^\circ 20' = 0,998;$$

$$F_{осн} = \frac{2,8^2}{2} \left(\frac{3,14 \cdot 86,3}{180} - 0,998 \right) = 2,01 \text{ м}^2.$$

Для упрощения расчетов не учитывается движение воздуха в сечении, образованном зеркалом жидкости в дренажном лотке и нижней поверхностью шпалы.

Определяем площадь $19 \times 2 = 38$ двухрожковых кронштейнов, расположенных по двум боковым поверхностям через 1,7 м по длине тоннеля,

$$F_{кр} = n \left(\frac{\pi d_{кр}}{2} \cdot 2a \right) = 38 \left(\frac{3,14 \cdot 0,065}{2} \cdot 2 \cdot 0,004 \right) = 0,031 \text{ м}^2,$$

где a — толщина кронштейна ($a = 0,004$), м.

Тоннель	Армирование тоннеля	Геометрическая хара		
		$d_{вн}$, м	$F_{ист}$, м ²	
Путевой перегонный ($d_{вн}=5,6$) с обделкой из чугунных ребристых тюбингов	Полная	5,19	22,38	
	Без кабелей	5,22	22,48	
	Без кабелей и кронштейнов	5,23	22,51	
Путевой перегонный ($d_{вн}=5,1$ м) с обделкой из бетонных блоков с условно гладкими стенками	Полная	4,81	18,62	
	Без кабелей	4,83	18,72	
	Без кабелей и кронштейнов	4,84	18,75	
Путевой перегонный ($d_{вн}=5,1$ м) с обделкой из бетонных ребристых тюбингов	Полная	4,81	18,62	
	Без кабелей	4,83	18,72	
	Без кабелей и кронштейнов	4,84	18,75	
Путевой перегонный прямоугольного сечения (внутренние размеры 4,175 × 3,95 м) со сборной обделкой	Полная	4,00	16,35	
	Без кабелей	4,03	16,45	
	Без кабелей и кронштейнов	4,05	16,49	
Вентиляционный ($d_{вн}=4,5$ м) с обделкой из железобетонных блоков	Полная	4,34	15,19	
	Без кабелей	4,36	15,29	
	Без кабелей и кронштейнов	4,38	15,32	

Примечание. В скобках указаны коэффициенты сопротивления без выступов

Таблица 1.VII

Характеристика тоннеля		Аэродинамическая характеристика тоннеля			
$l_{\text{ист. т. м}}$	$l_{\text{реб. м}}$	Расчетные данные		Данные испытаний на моделях $\lambda_{\text{тр. т. об}}$	Данные натуральных испытаний $\lambda_{\text{тр. т. об}}$
		$H_{\text{тр. кгс/м}^2}$ на 100 м	$\lambda_{\text{тр. т. об}}$		
17,22	0,5	$0,058v_0^2_{\text{ист}}$	0,049	0,068	—
17,22	0,5	$0,061v_0^2_{\text{ист}}$	0,052	—	0,047
17,22	0,5	$0,055v_0^2_{\text{ист}}$	0,047	0,055	—
15,51	—	$0,035v_0^2_{\text{ист}}$	0,028	—	—
15,51	—	$0,033v_0^2_{\text{ист}}$	0,026	—	—
15,51	—	$0,029v_0^2_{\text{ист}}$	0,023	—	—
15,51	0,7	$0,062v_0^2_{\text{ист}}$	0,049	—	—
15,51	0,7	$0,065v_0^2_{\text{ист}}$	0,052	—	—
15,51	0,7	$0,061v_0^2_{\text{ист}}$	0,048	—	—
16,25	—	$0,061v_0^2_{\text{ист}}$	0,038	—	—
16,25	—	$0,058v_0^2_{\text{ист}}$	0,036	—	—
16,25	—	$0,055v_0^2_{\text{ист}}$	0,034	—	—
14,0	—	$0,032v_0^2_{\text{ист}}$	0,023	0,0314 (0,0274) *	—
14,0	—	$0,031v_0^2_{\text{ист}}$	0,022	0,029 (0,025) *	—
14,0	—	$0,031v_0^2_{\text{ист}}$	0,022	0,023 (0,019) *	—

блоков.

Определяем суммарную площадь 76 кабелей, расположенных на 38 двухрожковых кронштейнах, при среднем диаметре одного кабеля $d_{\text{каб}} = 0,04$ м

$$F_{\text{каб}} = \pi R^2 \cdot 76 = 3,14 \left(\frac{0,04}{2} \right)^2 \cdot 76 = 0,1 \text{ м}^2.$$

Определяем площадь сечения водопроводной трубы наружным диаметром 0,083 м

$$F_{\text{тр. в}} = \pi R^2 = 3,14 \left(\frac{0,083}{2} \right)^2 = 0,0054 \text{ м}^2.$$

Определяем площадь сечения трубы для сжатого воздуха наружным диаметром 0,168 м

$$F_{\text{тр. сж. в}} = \pi R^2 = 3,14 \left(\frac{0,168}{2} \right)^2 = 0,022 \text{ м}^2.$$

Определяем площадь сечения короба токоведущего рельса

$$F_{\text{ток. р}} = 0,18 \cdot 0,20 = 0,036 \text{ м}^2.$$

Определяем площадь сечения двух ходовых рельсов Р-65

$$F_{\text{ход. р}} = 2 \cdot 0,0083 = 0,0166 \text{ м}^2.$$

Определяем истинную площадь сечения тоннеля при полной армировке

$$F_{\text{ист. т}} = F - (F_{\text{осн}} + F_{\text{кр}} + F_{\text{каб}} + F_{\text{тр. в}} + F_{\text{тр. сж. в}} + F_{\text{ток. р}} + F_{\text{ход. р}}) =$$

$$= 24,6 - (2,010 + 0,031 + 0,10 + 0,0054 + 0,022 + 0,036 + 0,0166) = 22,38 \text{ м}^2;$$

при армировке без кабелей

$$F_{\text{ист. т}} = 22,38 + 0,10 = 22,48 \text{ м}^2;$$

при армировке без кабелей и кронштейнов

$$F_{\text{ист. т}} = 22,48 + 0,031 = 22,51 \text{ м}^2.$$

Определяем проекцию кабелей на боковую поверхность тоннеля

$$P_{\text{ч. каб}} = \frac{n}{2} d_{\text{каб}} = \frac{76}{2} \cdot 0,04 = 1,52 \text{ м}.$$

Определяем проекцию водопроводной трубы и трубы для сжатого воздуха на боковую поверхность тоннеля

$$P_{\text{ч. каб}} = 0,083 + 0,168 = 0,25 \text{ м}.$$

Определяем периметр тоннеля

$$P_{\text{ист. т}} = 2\pi R \frac{360 - \varphi}{360} + 2R \cos \alpha = 2 \cdot 3,14 \cdot 2,8 \frac{360 - 86,3}{360} +$$

$$+ 2 \cdot 2,8 \cdot 0,684 = 17,22 \text{ м}.$$

Периметры поверхности труб, ходовых рельсов, короба токоведущего рельса, кабельных кронштейнов, нижней и верхней

поверхностей шпалы в границах дренажного лотка ввиду крайне малого влияния их поверхностей на суммарное сопротивление тоннеля с армировкой при подсчете периметра не учитываются.

По формуле (4.VII) определяем эквивалентный гидравлический диаметр тоннеля:

при полной армировке

$$d_э = 4 \sqrt{\frac{22,38}{17,22}} = 5,19 \text{ м};$$

при армировке без кабелей

$$d_э = 4 \sqrt{\frac{22,48}{17,22}} = 5,22 \text{ м};$$

при армировке без кабелей и кронштейнов

$$d_э = 4 \sqrt{\frac{22,51}{17,22}} = 5,23 \text{ м}.$$

Определяем внутренний периметр тьюбинговой поверхности тоннеля (подсчитывается по образующей поверхности ребер):

при полной армировке

$$\begin{aligned} P_{\text{тьюб}} &= 2\pi R \frac{360 - \varphi}{360} - 2,5P_{\text{ч. каб}} - P_{\text{ч. тр}} = \\ &= 2 \cdot 3,14 \cdot 2,8 \frac{360 - 86,3}{360} - 2,5 \cdot 4,52 - 0,25 = 9,15 \text{ м}. \end{aligned}$$

где 2,5 — коэффициент, учитывающий условное увеличение периметра, занимаемого кабелями вследствие резкого снижения скорости проходящего воздуха в междукабельном пространстве; при армировке без кабелей и кабельных кронштейнов

$$P_{\text{тьюб}} = 2\pi R \frac{360 - \varphi}{360} - P_{\text{ч. тьюб}} = 2 \cdot 3,14 \cdot 2,8 \frac{360 - 86,3}{360} - 0,25 = 13,1 \text{ м}.$$

Определяем периметр всех кабелей (суммарную поверхность кабелей, примыкающих к тоннелю)

$$P_{\text{каб}} = n\pi d_{\text{каб}} = 76 \cdot 3,14 \cdot 0,04 = 2,19 \cdot 3,14 \frac{0,04}{2} = 7,17 \text{ м}.$$

2. Определяем коэффициент сопротивления трению для кронштейнов и шпал в совпадающих плоскостях. Расчет выполняется в табличной форме по формуле (25.VII).

По табл. 2.VII находим:

при полной армировке

$$\alpha_{\text{ар 1}} = 180 \cdot 10^{-4} = \frac{0,0014}{0,728} = 0,346 \cdot 10^{-4};$$

при армировке без кабелей

$$\alpha_{\text{ар 1}} = 180 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,0029}{0,739} = 0,598 \cdot 10^{-4}.$$

Определяемые величины	Знач		
	для кабельных кронштейнов	для кабелей	для шпал
$d_0, \text{ м}$	0,004	0,040	0,030
$l, \text{ м}$	1,0	—	0,360
$\frac{1^*}{\gamma}$	1/2	—	1/5
$F_{Ml}, \text{ М}^2$	0,031	0,100	0,081
$\left(\frac{d_0}{d_3}\right)_l$	$\frac{0,004}{5,6} = 0,0007$	—	$\frac{0,030}{5,6} = 0,0054$
$\Delta_l = \left(\frac{l}{d_0}\right)_l$	$\frac{1,0}{0,004} = 250$	—	$\frac{0,360}{0,030} = 12$
τ_l (см. рис. 2.VII)	1,5	1,0	2,6
C_{xli} (см. рис. 2.VII)	1,2	0	0,50
$\frac{F_{Ml}}{F}$	$\frac{0,031}{24,6} = 0,0013$	$\frac{0,10}{24,6} = 0,004$	$\frac{0,081}{24,6} = 0,0033$
$\tau_l \frac{F_{Ml}}{F}$	$1,5 \times 0,0013 = 0,0020$	0,004	$2,6 \times 0,0033 = 0,0086$
$\sum_{i=1}^n \tau_l \frac{F_{Ml}}{F}$	—	—	—
$1 - \sum_{i=1}^n \tau_l \frac{F_{Ml}}{F}$	—	—	—
$\left(1 - \sum_{i=1}^n \tau_l \frac{F_{Ml}}{F}\right)^3$	—	—	—
$y, \text{ м}$	$2,80 - 0,08 = 2,72$	2,72	$1,85 + 0,19 + 0,08 = 2,070$
$\frac{y}{R}$	$\frac{2,72}{2,8} = 0,97$	0,97	$\frac{2,070}{2,075^{**}} = 0,999$
$1 - \frac{y}{R}$	$1 - 0,97 = 0,03$	0,03	$1 - 0,999 = 0,001$
$\left(1 - \frac{y}{R}\right)^{1/3}$	0,311	0,311	0,10
$\frac{1}{\gamma} \frac{C_{xli}}{\left(\frac{d_0}{d_3}\right)_l \Delta_l} \cdot \frac{F_{Ml}}{F} \times$	$\frac{1}{2} \times$	0	$\frac{1}{5} \times$
$\times \left(1 - \frac{y}{R}\right)^{1/3}$	$\frac{1,2}{0,007 \times 250} \times$ $\times 0,0013 \times 0,311 =$ $= 0,0014$		$\times \frac{0,50}{0,0054 \times 12} \times$ $\times 0,0033 \times 0,10 =$ $= 0,0005$

* $\frac{1}{\gamma}$ — коэффициент, учитывающий неполное чередование армировки в совпадаю

** $R = 2,075$ — условно принятая величина, уменьшенная за счет высоты основания

*** 0,6 — коэффициент, учитывающий уменьшение сопротивления кронштейнов

Таблица 2.VII

ния				
для кронштейнов токоведущего рельса	для основания пути	при полной армировке	при армировке без кабелей	при арми- ровке без кабелей и кронштейнов
0,060	0,760	—	—	—
5,500	—	—	—	—
$\frac{1}{28}$	—	—	—	—
0,060	2,010	—	—	—
$\frac{0,060}{5,6} = 0,0105$	—	—	—	—
$\frac{5,500}{0,060} = 92$	—	—	—	—
1,5	1,0	—	—	—
1,2	0	—	—	—
$\frac{0,060}{24,6} = 0,0024$	$\frac{2,010}{24,6} =$	—	—	—
$1,5 \times 0,0024 =$ $= 0,0037$	$= 0,0817$ 0,0817	—	—	—
—	—	0,0999	0,0959	0,0939
—	—	0,9001	0,9041	0,9061
—	—	0,728	0,739	0,746
2,40	2,070	—	—	—
$\frac{2,40}{2,80} = 0,86$	$\frac{2,070}{2,075^{**}} =$	—	—	—
$1 - 0,86 = 0,14$	$= 0,999$ $1 - 0,999 =$ $= 0,001$	—	—	—
0,520	0,10	—	—	—
$\frac{1}{28} \times$ $\times \frac{1,2}{0,0105 \times 92} \times$ $\times 0,0024 \times 0,52 =$ $= 0,00005$	0	$0,6^{***} \times 0,0014 +$ $+ 0,00050 +$ $+ 0,00005 =$ $= 0,0014$	$0,0014 +$ $+ 0,00050 +$ $+ 0,00005 =$ $= 0,0029$	$0,00050 +$ $+ 0,00005 =$ $= 0,0006$

щих плоскостях.

пути.
вследствие расположения на них кабелей.

при армировке без кабелей и кронштейнов

$$\alpha_{ар}^* = 180 \cdot 10^{-4} \frac{0,0006}{0,746} = 0,145 \cdot 10^{-4}$$

3. Определяем коэффициент сопротивления трению для кабельных кронштейнов в плоскостях, не совпадающих с плоскостями шпал и кронштейнов токоведущего рельса.

Таблица 3.VII

Определяемые величины	Значения							
	для кабельных кронштейнов	для кабелей	для шпал	для кронштейнов токоведущего рельса	для оснований пути	при полной армировке	при армировке без кабелей	при армировке без кабелей и кронштейнов
$1 = \frac{1^*}{\gamma}$	$\frac{1}{2}$	—	—	—	—	—	—	—
$\tau_i \frac{F_{Ml}}{F}$	0,0020	0,0040	—	—	0,0817	—	—	—
$\sum_{i=1}^n \tau_i \frac{F_{Ml}}{F}$	—	—	—	—	—	0,0877	0,0837	0,0817
$1 - \sum_{i=1}^n \tau_i \frac{F_{Ml}}{F}$	—	—	—	—	—	0,9123	0,9163	0,9183
$\left(1 - \sum_{i=1}^n \tau_i \frac{F_{Ml}}{F}\right)^2$	—	—	—	—	—	0,7580	0,7690	0,8160
$\left(1 - \frac{1}{\gamma}\right) \times$ $\times \left(\frac{C_{x1l}}{\left(\frac{d_0}{d_s}\right)_i \Delta l} \times$ $\times \frac{F_{Ml}}{F} \left(1 - \frac{y}{R}\right)^{1/2}$	0,0014	0	—	—	0	$0,6^{**} \times$ $\times 0,0014 =$ $= 0,0008$	0,0014	—

* $1 - \frac{1}{\gamma}$ — коэффициент, учитывающий неполное чередование в несовпадающих плоскостях.

** 0,6 — коэффициент, учитывающий уменьшение сопротивления кронштейнов вследствие расположения на них кабелей.

По табл. 3.VII находим
при полной армировке

$$\alpha_{ар 2} = 180 \cdot 10^{-4} \frac{0,0008}{0,734} = 0,196 \cdot 10^{-4};$$

при армировке без кабелей

$$\alpha_{ар 2} = 180 \cdot 10^{-4} \frac{0,0014}{0,769} = 0,328 \cdot 10^{-4};$$

при армировке без кабелей и кронштейнов

$$\alpha_{ар 2} = 0.$$

4. Определяем коэффициент сопротивления трению для шпал в плоскостях, не совпадающих с плоскостями кронштейнов.

По табл. 4.VII находим

$$\alpha_{ар 3} = 180 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,0020}{0,754} = 0,477 \cdot 10^{-4}.$$

Таблица 4.VII

Определяемые величины	Значения							
	для кабельных кронштейнов	для кабелей	для шпал	для кронштейнов токоподъемного рельса	для основания пути	при полной армировке	при армировке без кабелей	при армировке без кабелей и кронштейнов
$1 - \frac{1}{\gamma}$	—	—	$\frac{4}{5}$	—	—	—	—	—
$\tau_i \frac{F_{mi}}{F}$	—	—	0,0086	—	0,0817	—	—	—
$\sum_{i=1}^n \tau_i \frac{F_{mi}}{F}$	—	—	—	—	—	0,0903	0,0903	0,0903
$1 - \sum_{i=1}^n \tau_i \frac{F_{mi}}{F}$	—	—	—	—	—	0,9097	0,9097	0,9097
$\left(1 - \sum_{i=1}^n \tau_i \frac{F_{mi}}{F}\right)^3$	—	—	—	—	—	0,754	0,754	0,754
$\left(1 - \frac{1}{\gamma}\right) \times$	—	—	$4 \cdot 0,00050 =$	—	0	0,0020	0,0020	0,0020
$\times \frac{C_{x1i}}{\left(\frac{d_0}{d_9}\right)_i \Delta_i} \frac{F_{mi}}{F} \times$			$= 0,002$					
$\times \left(1 - \frac{y}{R}\right)^{1/8}$								

5. Определяем коэффициент сопротивления трению для кронштейнов токоведущего рельса в плоскостях, не совпадающих с плоскостями кабельных кронштейнов и шпал.

По табл. 5.VII находим

$$\alpha_{ар 4} = 180 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,00135}{0,766} = 317 \cdot 10^{-4}$$

Таблица 5.VII

Определяемые величины	Значения							
	для кабельных кронштейнов	для кабелей	для шпал	для кронштейнов токоведущего рельса	для основания пути	при полной армировке	при армировке без кабелей	при армировке без кабелей и кронштейнов
$1 - \frac{1}{\gamma}$	—	—	—	$\frac{27}{28}$	—	—	—	—
$\tau_i \frac{F_{mi}}{F}$	—	—	—	0,0036	0,0817	—	—	—
$\sum_{i=1}^n \tau_i \frac{F_{mi}}{F}$	—	—	—	—	—	0,0853	0,0853	0,0853
$1 - \sum_{i=1}^n \tau_i \frac{F_{mi}}{F}$	—	—	—	—	—	0,9147	0,9147	0,9147
$\left(1 - \sum_{i=1}^n \tau_i \frac{F_{mi}}{F}\right)^3$	—	—	—	—	—	0,766	0,766	0,766
$\left(1 - \frac{1}{\gamma}\right) \times$ $\times \frac{C_{x1i}}{\left(\frac{d_0}{d_s}\right)^{i\Delta i}} \frac{F_{mi}}{F} \times$ $\times \left(1 - \frac{y}{R}\right)^{1/2}$	—	—	—	$27 \cdot 0,00005 =$ $= 0,00135$	0	0,00135	0,00135	0,00135

6. По формуле (27.VII) определяем суммарный коэффициент армировки:

при полной армировке

$$\alpha_{ар} = 10^{-4} (0,346 + 0,196 + 0,477 + 0,317) = 1,336 \cdot 10^{-4};$$

при армировке без кабелей

$$\alpha_{ар} = 10^{-4} (0,698 + 0,328 + 0,477 + 0,317) = 1,820 \cdot 10^{-4};$$

при армировке без кабелей и кронштейнов

$$\alpha_{ар} = 10^{-4} (0,145 + 0,477 + 0,317) = 0,939 \cdot 10^{-4}.$$

7. По формуле (26.VII) определяем коэффициент аэродинамического сопротивления трению для кронштейнов и шпал (приведенный для участка тоннеля длиной $l = 100$ м):

при полной армировке

$$\zeta_{ар} = 65,4 \frac{1,336 \cdot 10^{-4} \cdot 10^2}{5,19} = 0,17;$$

при армировке без кабелей

$$\zeta_{ар} = 65,4 \frac{1,820 \cdot 10^{-4} \cdot 10^2}{5,22} = 0,23;$$

при армировке без кабелей и кронштейнов

$$\alpha_{ар} = 65,4 \frac{0,939 \cdot 10^{-4} \cdot 10^2}{5,23} = 0,119.$$

8. По формуле (28.VII) определяем коэффициент сопротивления тоннеля трению (приведенный для участка тоннеля длиной $l = 100$ м).

По формуле (28б.VII) определяем местную скорость движения воздуха в зоне расположения кабелей при средней скорости движения в сечении тоннеля 4 м/с и значениях $(1 - y/R) = 0,03$, $\tau_i \cdot F_{mi}/F = 0,004$ — для кабелей, а также $\tau_i \cdot F_{mi}/F = 0,0817$ — для основания пути (см. табл. 2.VII)

$$v_m = 4 \frac{1,05 \left(1 - \frac{2,72}{2,8}\right)^{1/9}}{1 - (0,004 + 0,0817)} = 3,1 \text{ м/с.}$$

Определяем по формуле (28а.VII) число Re для кабелей

$$Re_{каб} = \frac{0,04 \cdot 3,10 \cdot 10^6}{15,7} = 0,797 \cdot 10^4.$$

Принимая высоту выступов на поверхности кабелей равной 0,4 мм, определяем относительную шероховатость поверхности кабеля

$$\bar{\Delta}_{каб} = \frac{0,0004}{0,040} = 0,01.$$

Для значений $Re_{каб} = 0,797 \times 10^4$ и $\bar{\Delta}_{каб} = 0,01$ по диаграмме (см. рис. 1.VII) находим $\lambda_{d_3} = 0,045$. Тогда

$$\zeta_{каб} = \frac{30 \cdot 0,045 \cdot \frac{7,17}{24,6} \cdot 0,311}{[1 - (0,004 + 0,0817)]^3} = \frac{0,124}{0,763} = 0,163.$$

9. По формуле (19.VII) определяем коэффициент трения для стенок тоннеля с обделкой из металлических ребристых тубингов: при полной армировке

$$\alpha_{\text{тр. туб}} \cdot 10^4 = \frac{1}{(1,67 \cdot 5,19)^{0,19} \left(0,151 + 0,22 \lg \frac{2 \cdot 22,38}{0,5 \cdot 9,15}\right)^2} = \frac{1}{0,215} = 4,65;$$

при армировке без кабелей

$$\alpha_{\text{тр. туб}} \cdot 10^4 = \frac{1}{(1,67 \cdot 5,22)^{0,19} \left(0,151 + 0,22 \lg \frac{2 \cdot 22,48}{0,5 \cdot 13,10}\right)^2} = \frac{1}{0,178} = 5,62;$$

при армировке без кабелей и кронштейнов

$$\alpha_{\text{тр. туб}} \cdot 10^4 = \frac{1}{(1,67 \cdot 5,23)^{0,19} \left(0,151 + 0,22 \lg \frac{2 \cdot 22,51}{0,5 \cdot 13,10}\right)^2} = \frac{1}{0,177} = 5,65.$$

10. По формуле (20.VII) определяем коэффициент аэродинамического сопротивления тубинговой обделки тоннеля для участка длиной $l = 100$ м:

при полной армировке

$$\zeta_{\text{тр. туб}} = 65,4 \frac{4,65}{5,19} \left(\frac{24,6}{22,38}\right)^2 \frac{10^2}{10^4} = 0,713;$$

при армировке без кабелей

$$\zeta_{\text{тр. туб}} = 65,4 \frac{5,62}{5,22} \left(\frac{24,6}{22,48}\right)^2 \frac{10^2}{10^4} = 0,856;$$

при армировке без кабелей и кронштейнов

$$\zeta_{\text{тр. туб}} = 65,4 \frac{5,65}{5,23} \left(\frac{24,6}{22,51}\right)^2 \frac{10^2}{10^4} = 0,854.$$

11. По формуле (22.VII) определяем коэффициент трения поверхности основания пути для участка тоннеля длиной $l = 100$ м.

При средней скорости движения воздуха в тоннеле 4 м/с, а также значениях $1 - y/R = 0,001$ и $\tau_i \cdot F_{M_i}/F = 0,0817$ — для основания пути и $\tau_i \cdot F_{M_i}/F = 0,0086$ — для шпал (см. табл. 2.VII) по формуле (286.VII) определяем скорость в пограничном слое основания пути

$$v_M = 4 \frac{1,05 (0,001)^{1,9}}{1 - (0,0817 + 0,086)} = 2,15 \text{ м/с.}$$

Определяем по формуле (28а.VII) число Re

$$\text{Re} = \frac{2,15 \cdot 5,22 \cdot 10^6}{15,7} = 7,1 \cdot 10^5.$$

Принимая высоту выступов на поверхности шпал и бетонного основания пути равной $1,5$ мм, найдем, что

$$\bar{\Delta}_{\text{пути}} = \frac{0,0015}{5,22} = 0,0003.$$

Для значений $Re = 7,1 \cdot 10^5$ и $\bar{\Delta}_{\text{пути}} = 0,0003$ по диаграмме (см. рис. 1.VII) найдем, что $\lambda_{d_3} = 0,02$.

В соответствии с геометрической схемой определяем периметр основания пути

$$L_{\text{осн}} = 2R \cos \alpha = 2 \cdot 2,8 \cdot 0,684 = 3,83 \text{ м};$$

$$\zeta_{\text{тр. пути}} = 10^2 \frac{0,02}{5,22} \left(\frac{24,6}{22,48} \right)^2 \frac{3,83}{17,22} = 0,103.$$

12. По формуле (29.VII) определяем суммарный коэффициент сопротивления для участка тоннеля длиной $l = 100$ м: при полной армировке

$$\sum_{i=1}^n \zeta = 0,713 + 0,103 + 0,17 + 0,163 = 1,149;$$

при армировке без кабелей

$$\sum_{i=1}^n \zeta = 0,856 + 0,103 + 0,23 = 1,189;$$

при армировке без кабелей и кронштейнов

$$\sum_{i=1}^n \zeta = 0,854 + 0,103 + 0,119 = 1,076.$$

13. По формуле (32.VII) определяем общий коэффициент сопротивления тоннеля трению: при полной армировке

$$\lambda_{\text{тр. т. об}} = \frac{1,149 \cdot 5,49 \left(\frac{22,38}{24,6} \right)^2}{10^2} = 0,049;$$

при армировке без кабелей

$$\lambda_{\text{тр. т. об}} = \frac{1,189 \cdot 5,22 \left(\frac{22,48}{24,6} \right)^2}{10^2} = 0,052;$$

при армировке без кабелей и кронштейнов

$$\lambda_{\text{тр. т. об}} = \frac{1,076 \cdot 5,23 \left(\frac{22,51}{24,6} \right)^2}{10^2} = 0,047.$$

14. По формуле (18.VII) определяем общее аэродинамическое сопротивление тоннеля на участке длиной $l = 100$ м: при полной армировке

$$H_{\text{тр}} = 0,049 \frac{10^2}{5,49} \cdot \frac{1,2}{2 \cdot 9,81} v_0^2_{\text{ист}} = 0,058 v_0^2_{\text{ист}}, \text{ кгс/м}^2;$$

при армировке без кабелей

$$H_{\text{тр}} = 0,052 \frac{10^2}{5,19} \frac{1,2}{2 \cdot 9,81} v_{\text{о. ист}}^2 = 0,061 v_{\text{о. ист}}^2, \text{ кгс/м}^2;$$

при армировке без кабелей и кронштейнов

$$H_{\text{тр}} = 0,047 \frac{10^2}{5,19} \frac{1,2}{2 \cdot 9,81} v_{\text{о. ист}}^2 = 0,055 v_{\text{о. ист}}^2, \text{ кгс/м}^2;$$

§ 3. Определение местных сопротивлений

Местные сопротивления системы определяются на основании формулы (12.VII), из которой следует, что

$$H_{\text{м}} = \sum_{i=1}^n \xi_{\text{м}} \frac{\gamma_{\text{во}} v_{\text{о. ист}}^2}{2g}, \text{ кгс/м}^2, \quad (325.VII)$$

где $\sum_{i=1}^n \xi_{\text{м}}$ — сумма всех местных сопротивлений данной системы, приведенной к скорости $v_{\text{о. ист}}$.

Коэффициенты местных сопротивлений $\xi_{\text{м}}$, вызываемых местным нарушением нормального течения потока, определяются по таблицам, составленным на основании экспериментальных данных. В основном местные сопротивления в вентиляционной системе тоннельной вентиляции сосредоточены в вентиляционных камерах и в местах их соединения с поверхностью и путевыми тоннелями. На практике встречается много различных местных сопротивлений, поэтому привести их характеристики в данной работе не представляется возможным. Метод определения местных сопротивлений наиболее полно изложен И. Е. Идельчиком [19]. Значе-

Таблица 6.VII

Место замера	Отношение площади истинного сечения тоннеля к площади истинного сечения камеры $\frac{F_{\text{ист. т}}}{F_{\text{ист. к}}}$	Коэффициент местного сопротивления, отнесенный к скорости	Значение местного сопротивления $\xi_{\text{м}}$
Камера в путевом тоннеле метрополитена, тип I (см. рис. 8.VII)	0,57	В меньшем сечении	0,27
То же, тип II (см. рис. 9.VII)	1,34	В большем сечении	0,91

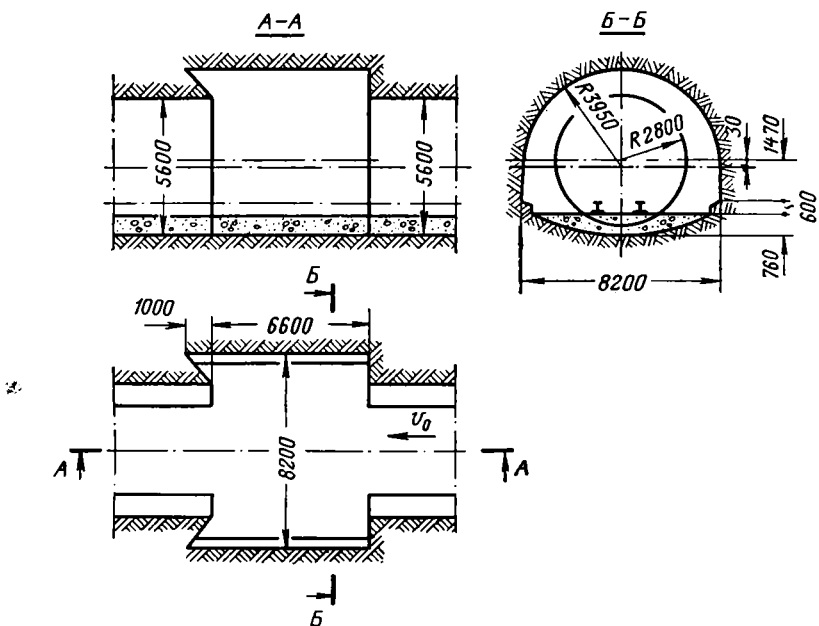


Рис. 8.VII. Схема камеры (тип на I) трассе путевого тоннеля

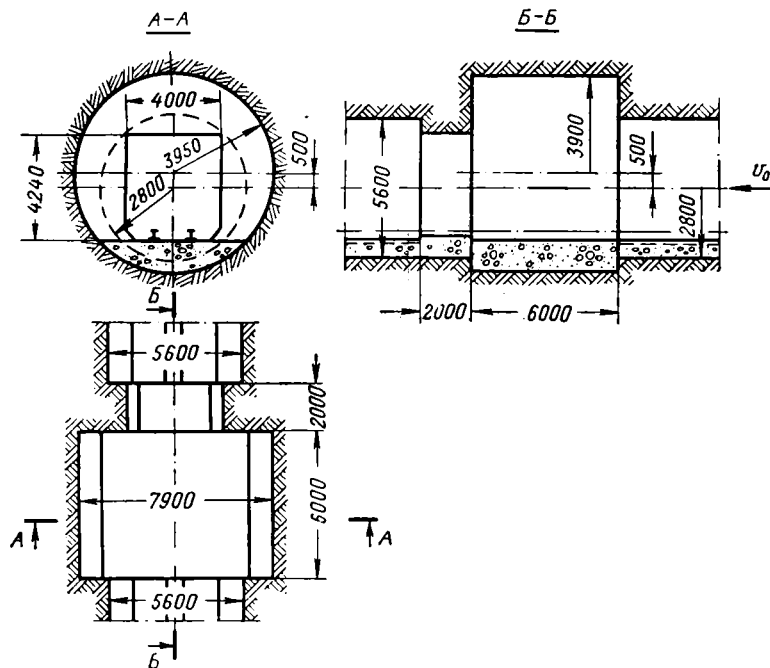


Рис. 9.VII. Схема камеры (тип II) на трассе путевого тоннеля

ния коэффициентов местных сопротивлений камер, встречающихся на трассе путевых тоннелей метрополитена (рис. 8.VII и 9.VII), приведены в табл. 6.VII. Они получены в результате исследований в натуральных условиях, проведенных ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского и Метрогипротрансом с участием автора [1]. При проведении этих экспериментов исследовалось также сопротивление тьюбингового тоннеля трению.

§ 4. Влияние гравитационных сил на движение воздуха в тоннелях метрополитена

В подземных сооружениях, а также в авто- и железнодорожных тоннелях, расположенных в горной местности (рис. 10.VII и 11.VII), при наличии открытых сечений всегда наблюдается естественное движение наружного воздуха через эти сооружения. Такое движение воздуха обуславливается естественной тягой, которая происходит в результате действия гравитационных сил и вызывается теплотой, получаемой воздухом от окружающей среды (тоннелей, наружной атмосферы) или отдаваемой воздухом ей при обязательной разнице местонахождения входа и выхода сооружений по высоте.

Перепад температур наружного воздуха и воздуха тоннелей, а также заглубление сооружения относительно земной поверхно-

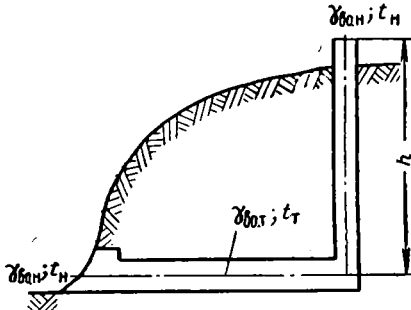


Рис. 10.VII. Схема подземных сооружений, расположенных в гористой местности

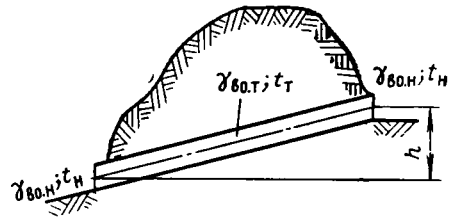


Рис. 11.VII. Схема автодорожных и железнодорожных тоннелей, расположенных в гористой местности

сти при наличии разницы отметок входа и выхода сооружений создают тепловой напор ΔP , определяемый по формуле

$$\Delta P = h (\gamma_{вo, н} - \gamma_{вo, т}), \text{ кгс/м}^2, \quad (33.VII)$$

где $\gamma_{вo, н}$ — плотность наружного воздуха при заданной температуре, кг/м^3 ; $\gamma_{вo, т}$ — плотность воздуха сооружения при

заданной температуре, кг/м³; h — разница отметок входа и выхода сооружения, м.

Направление движения воздуха будет всегда в сторону от более теплой среды к менее теплой, расположенной на более высокой отметке. Так, в холодное время года при $\gamma_{\text{во. н}} > \gamma_{\text{во. т}}$, направление движения воздуха будет из сооружения через шахту или верхний портал наружу. Поэтому через нижний портал в сооружение будет проходить наружный воздух. В теплое время года при $\gamma_{\text{во. н}} < \gamma_{\text{во. т}}$ направление движения воздуха будет обратным.

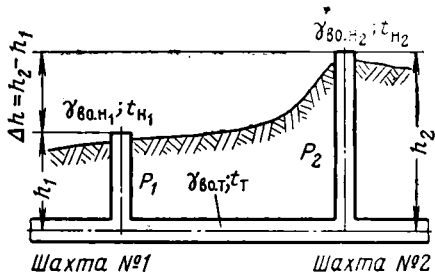


Рис. 12.VII. Схема участка тоннеля метрополитена, соединенного с поверхностью двумя шахтами

При значительной разнице в высоте h и объемном весе $\gamma_{\text{во. н}} - \gamma_{\text{во. т}}$ естественные напоры могут достигать больших величин.

В метрополитенах вдоль трассы имеется большое количество соединений с поверхностью (через людские входы и выходы и стволы вентиляционных и кабельных шахт, а также через порталы выходы тоннелей на поверхность). Если рассмотреть участок тоннелей метрополитена (рис. 12.VII), который соединен с поверхностью двумя смежными шахтами, то со стороны шахт № 1 и 2 будет действовать тепловой напор соответственно:

$$P_1 = h_1 (\gamma_{\text{во. н}_1} - \gamma_{\text{во. т}});$$

$$P_2 = h_2 (\gamma_{\text{во. н}_2} - \gamma_{\text{во. т}}).$$

Разница тепловых напоров между двумя шахтами (или любыми другими выходами на поверхность — вертикальными или наклонными) обусловит движение воздуха по тоннелям

$$\Delta P = P_2 - P_1 = h_2 (\gamma_{\text{во. н}_2} - \gamma_{\text{во. т}}) - h_1 (\gamma_{\text{во. н}_1} - \gamma_{\text{во. т}}), \text{ кгс/м}^2. \quad (34.VII)$$

При одинаковых температурах, а следовательно, и объемных весах воздуха у стволов шахт формула (34.VII) примет вид

$$\Delta P = P_2 - P_1 = (h_2 - h_1) (\gamma_{\text{во. н}} - \gamma_{\text{во. т}}), \quad (34a.VII)$$

При одинаковых отметках входа и выхода сооружения $\Delta P = 0$. Однако в реальных сооружениях никогда не бывает одинаковых температур, поэтому всегда $\Delta P > 0$.

Метрополитены, как правило, расположены в равнинных местностях, поэтому разницы отметок входа и выхода сравнительно небольшая, что вызывает небольшую тепловой напор, наибольшая величина которого проявляется в холодное время года вследствие наибольшей разности $\gamma_{\text{во. н}} - \gamma_{\text{во. т}}$.

Как правило, значение тепловых напоров в холодное время года в среднем составляет 10—15% от напоров, развиваемых движущимися поездами, а при вентиляции с искусственным побуждением 1,5—3% от напора, развиваемого вентиляторами. В теплое время года эти величины значительно меньше. Поэтому в период движения поездов и в особенности при вентиляции с искусственным побуждением с целью упрощения расчетов тепловыми напорами можно пренебречь.

В случаях, когда разница отметок стволов шахт или других выходов метрополитенов на поверхность представляет значительную величину, тепловые напоры следует учитывать в расчетах вентиляции с естественным побуждением (особенно в период прекращения движения поездов).

§ 5. Определение количества воздуха, проходящего через шахты при вентиляции тоннелей с естественным побуждением

При движении поезда впереди него создается давление воздуха выше, чем сзади. Эту разницу давлений можно определить по формуле, полученной в результате исследований, проведенных Метрогипротрансом при движении поезда в путевых тоннелях с обделкой из монолитного бетона ($d_{\text{вн}} = 5,1$ м) и чугунных тубингов ($d_{\text{вн}} = 5,6$ м) [4],

$$\Delta P = (0,164v_{\text{п}})^4 = 0,00073v_{\text{п}}^4 \text{ кгс/м}^2, \quad (35.VII)$$

где ΔP — разница давления воздуха впереди и сзади движущегося поезда, кгс/см²; $v_{\text{п}}$ — скорость движения поезда, м/с; v_3 — скорость движения воздуха в зазоре между внешней поверхностью поезда и внутренней поверхностью тоннеля, м/с.

Вследствие этой разницы давлений в зазоре между внешней поверхностью поезда и внутренней поверхностью тоннеля проходит воздух со скоростью v_3 , позволяющей определить количество протекающего в зазоре воздуха. Величина ее характеризуется уравнением, полученным экспериментальным путем в аналогичных тоннелях [4],

$$v_3 = 0,84 \sqrt{\Delta P}, \text{ м/с}, \quad (36.VII)$$

Ниже приводится разработанная автором методика определения количества воздуха, проходящего через шахты при вентиляции тоннелей с естественным побуждением.

Если в тоннеле один путь отделен от другого сплошной стенкой, исключаяющей влияние движущегося по одному пути поезда на воздушную среду другого пути, то распределение давления воздуха в тоннеле между двумя движущимися по одному пути с одинаковой скоростью поездами (вследствие их поршневого

действия) примерно будет соответствовать эпюре, изображенной на рис. 13.VII. Для упрощения расчета при построении эпюры принято следующее допущение. Давление воздуха распределяется по длине тоннеля между двумя движущимися поездами по линейному закону, максимальное давление находится впереди поезда,

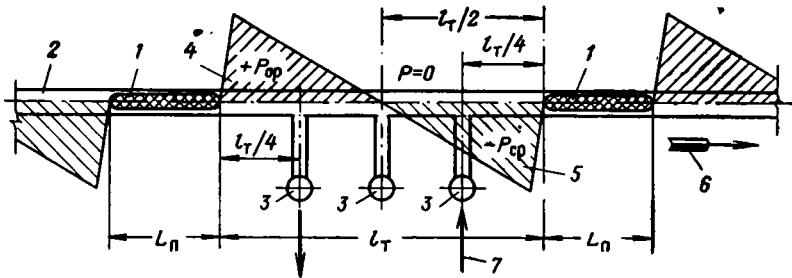


Рис. 13.VII. Эпюра распределения давления воздуха, возникающего от поршневого действия движения поездов по одному пути перегонного тоннеля:

1 — поезд метрополитена; 2 — путевой однопутный тоннель метрополитена; 3 — вентиляционные шахты; 4 — напорная часть эпюры давления; 5 — часть разрежения эпюры; 6 — направление движения поездов; 7 — направление движения воздуха

а минимальное — сзади. Абсолютные значения максимума и минимума давлений близки между собой. Нулевое значение относительного давления $P = 0$ (за нуль принято атмосферное давление) находится на середине расстояния $l_T/2$ между концом впереди идущего поезда и началом следующего за ним поезда. При неизменной скорости движения поездов изображенная на рис. 13.VII эпюра распределения давления перемещается с поездами вдоль перегонного тоннеля. Действием гравитационных сил ввиду их малой величины пренебрегаем.

Если на перегоне расположить шахту, сообщающую тоннель с поверхностью, то через нее (в зависимости от положения эпюры давления в тоннеле относительно шахты) будет или поступать в тоннель наружный воздух (разреженный участок эпюры), или выходить из него (напорный участок эпюры). Причем в каждый момент времени количество воздуха, проходящего через шахту, будет меняться в зависимости от изменения давления воздуха в тоннеле перед шахтой.

Давление воздуха в каждой точке тоннеля между двумя движущимися поездами (исходя из принятых допущений) будет равно в каждый момент времени аэродинамическому сопротивлению H_T участка тоннеля от рассматриваемой точки до точки находящейся на середине расстояния $l_T/2$ между двумя движущимися поездами. Для этой точки $P = 0$, а среднее давление или среднее разрежение, действующие в тоннеле, будут равны среднему аэродинамическому сопротивлению $H_{T, \text{ср}}$, зависящему от среднего расстояния между точками с $P = 0$ и $P = H_{\text{max}}$ или

$P = H_{\text{min}}$, т. е. $l_r/2 \cdot 2 = l_r/4$. Под действием среднего давления или разрежения по шахте будет протекать среднечасовое количество воздуха или в тоннель, или в атмосферу (в зависимости от положения эпюры давления в тоннеле перед шахтой).

Сопротивление движущегося по шахте воздуха $H_{\text{ш}}$ будет равно давлению воздуха перед шахтой $\pm P_{\text{ср}}$. Отсюда справедливо равенство расчетного сопротивления в тоннеле расчетному сопротивлению в шахте, т. е.

$$\pm P_{\text{ср}} = H_{\text{т. ср}} = H_{\text{ш. ср}}, \text{ кгс/м}^2. \quad (37.VII)$$

Таким образом, при вентиляции с естественным побуждением вследствие поршневого действия движущихся поездов в конце поезда поток воздуха $L_{\text{т. ср}}$, идущий по тоннелю, будет объединяться с потоком воздуха $L_{\text{ш. ср}}$, идущим из шахты, создавая сзади поезда суммарный циркуляционный поток $L_{\text{ц. ср}}$. Впереди поезда перед шахтой поток воздуха будет разделяться на поток $L_{\text{т. ср}}$ и поток $L_{\text{ш. ср}}$. Отсюда следует, что

$$L_{\text{ц. ср}} = L_{\text{т. ср}} + L_{\text{ш. ср}}, \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (38.VII)$$

Если бы отсутствовало соединение тоннеля с поверхностью, то по всему перегону действовало бы равенство $L_{\text{ц. ср}} = L_{\text{т. ср}}$.

В соответствии с формулами, приведенными в § 2 и 3 данной главы, среднее давление и среднее разрежение в тоннеле при движении поездов могут быть выражены зависимостью.

$$\begin{aligned} \pm P_{\text{ср}} = H_{\text{т. ср}} &= \frac{\lambda_{\text{т}}}{d_{\text{э. т}}} \cdot \frac{l_{\text{т}}}{4} \cdot \frac{\gamma_{\text{во}} v_{\text{ист. т. ср}}^2}{2g} = \frac{\lambda_{\text{т}} \Pi_{\text{ист. т}}}{4 F_{\text{ист. т}}} \cdot \frac{l_{\text{т}}}{4} \cdot \frac{\gamma_{\text{во}} L_{\text{т. ср. сек}}^2}{2g F_{\text{ист. т}}^2} = \\ &= \frac{\lambda_{\text{т}} \Pi_{\text{ист. т}} l_{\text{т}} \gamma_{\text{во}}}{32g F_{\text{ист. т}}^3} L_{\text{т. ср. сек}}^2, \text{ кгс/м}^2. \end{aligned} \quad (39.VII)$$

Знак плюс «+» обозначает давление, а знак минус «-» — разрежение.

Из вышеизложенного следует, что среднее аэродинамическое сопротивление шахты можно выразить в виде

$$\begin{aligned} \pm P_{\text{ср}} = H_{\text{ш. ср}} &= \left(\sum_{i=1}^n \xi_{\text{ш}} + \frac{\lambda_{\text{ш}} l_{\text{ш}}}{d_{\text{э. ш}}} \right) \frac{\gamma_{\text{во}} v_{\text{ист. ш. ср}}^2}{2g} = \\ &= \left(\sum_{i=1}^n \xi_{\text{ш}} + \frac{\lambda_{\text{ш}} \Pi_{\text{ш}} l_{\text{ш}}}{4 F_{\text{ист. ш}}} \right) \frac{\gamma_{\text{во}}}{F_{\text{ист. ш}}^2 \cdot 2g} L_{\text{ш. ср. сек}}^2, \text{ кгс/м}^2. \end{aligned} \quad (40.VII)$$

Так как $H_{\text{т. ср}} = H_{\text{ш. ср}}$, то

$$\frac{\lambda_{\text{т}} \Pi_{\text{ист. т}} l_{\text{т}} \gamma_{\text{во}}}{32g F_{\text{ист. т}}^3} L_{\text{т. ср. сек}}^2 = \left(\sum_{i=1}^n \xi_{\text{ш}} + \frac{\lambda_{\text{ш}} \Pi_{\text{ш}} l_{\text{ш}}}{4 F_{\text{ист. ш}}} \right) \frac{\gamma_{\text{во}}}{F_{\text{ист. ш}}^2 \cdot 2g} L_{\text{ш. ср. сек}}^2, \quad (41.VII)$$

где λ_t и $\lambda_{ш}$ — коэффициенты аэродинамического сопротивления соответственно путевого тоннеля и вентиляционной шахты; $d_{э, т}$ и $d_{ш}$ — эквивалентные гидравлические диаметры соответственно путевого тоннеля и вентиляционной шахты, м; $v_{ист. т. ср}$ и $v_{ист. ш. ср}$ — истинная средняя скорость движения воздуха соответственно в путевом тоннеле и вентиляционной шахте, м/с; $L_{ш. ср. сек}$ и $L_{т. ср. сек}$ — среднесекундное количество воздуха, проходящее соответственно через шахту и по тоннелю, м³/с; $L_{ш. ср}$ и $L_{т. ср}$ — среднечасовое количество воздуха, проходящее через шахту и по тоннелю, м³/ч; $F_{ист. т}$ и $F_{ист. ш}$ — истинная площадь сечения соответственно путевого тоннеля и вентиляционной шахты, м²; $P_{ист. т}$ и $P_{ш}$ — периметр истинного живого сечения соответственно путевого тоннеля и вентиляционной шахты, м; $\sum_{i=1}^n \zeta_{ш}$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений вентиляционной шахты при скорости движения воздуха $v_{ист. ш. ср}$, определяемая в зависимости от конструкции всех элементов на участке от путевого тоннеля до поверхности ($\sum \zeta_{ш} = 6 \div 12$).

При движении поездов в одном и том же сечении перегонного тоннеля в течение всего периода движения значения $L_{т. ср}$ и $L_{ш. ср}$ будут постоянны как по направлению, так и по величине, а значение $L_{ш. ср}$ будет меняться по направлению (в зависимости от положения в каждый момент времени принятой эпюры давления перед шахтой). Так как при принятой эпюре распределения давления перед шахтой в тоннеле зона давления через равные промежутки времени будут сменяться зоной разрежения, то в одном направлении через шахту в течение часа пройдет количество вентиляционного воздуха, определяемое по формуле

$$L_{ш. ср} = \frac{3600 L_{ш. ср. сек}}{2}, \quad \text{м}^3/\text{ч}. \quad (42.VII)$$

Из выражений (38.VII), (41.VII) и (42.VII), имея в виду, что $L_{т. ср} = 3600 L_{т. ср. сек}$, а также выполняя соответствующие преобразования, получим формулу для определения количества вентиляционного воздуха, проходящего через шахту в одном направлении

$$L_{ш. ср} = \zeta L_{ш. ср} = \frac{\frac{1}{4} \sqrt{\frac{\lambda_t P_{ист. т} l_t F_{ист. ш}^2}{F_{ист. т}^3 \left(\sum_{i=1}^n \zeta_{ш} + \frac{\lambda_{ш} P_{ист. ш} l_{ш}}{4 F_{ист. ш}} \right)}}{2 + \frac{1}{4} \sqrt{\frac{\lambda_t P_{ист. т} l_t F_{ист. ш}^2}{F_{ист. т}^3 \left(\sum_{i=1}^n \zeta_{ш} + \frac{\lambda_{ш} P_{ист. ш} l_{ш}}{4 F_{ист. ш}} \right)}}}, \quad \text{м}^3/\text{ч}, \quad (43.VII)$$

где ξ — коэффициент, учитывающий снижение пропускной способности вентиляционной шахты вследствие периодического загромождения ее сечения проходящими в тоннеле поездами,

$$\xi = 1 - \frac{l_{п} n_{п}}{7200 v_{п}} \quad (44.VII)$$

где $l_{п}$ — длина поезда, м; $n_{п}$ — среднечасовое количество движущихся по трассе поездов за период работы метрополитена; $v_{п}$ — средняя по трассе скорость движения поезда, м/с.

Из формулы (43.VII) следует, что для количества приточного $L_{прит}$ и вытяжного $L_{выт}$ воздуха, периодически проходящего через одну и ту же шахту, справедливо равенство

$$L_{ш. ср} = L_{выт} = L_{прит}$$

Расстояние тоннельного промежутка между началом и концом двух движущихся смежных поездов определяется по формуле

$$l_{т} = l_{м. п} - l_{п}, \text{ м}, \quad (45.VII)$$

Значение $l_{м. п}$ определяется по формуле (24.VI), а значение $L_{ш. ср}$ — по формуле (15.VI).

При коротких расстояниях между вентиляционными шахтами (100—150 м), рекомендуемых при вентиляции с естественным побуждением, необходимый воздухообмен на расчетном участке трассы $G_{вент}$ определяется по формуле (14.бVI).

Необходимое число шахт с заданной аэродинамической характеристикой на расчетном участке трассы (по двум путям) определяется по формуле

$$n_{ш} = \frac{G_{вент}}{\gamma_{во} L_{ш. ср}} \quad (46.VII)$$

В случае, если перегородка между двумя путями тоннеля имеет проемы площадью не более 60% полной площади перегородки, поршневое действие движущихся поездов снижается, что учитывается коэффициентом 0,7, т. е.

$$L_{ш. ср} = 0,7 L_{ш. ср} \quad (47.VII)$$

Пример. Для тоннеля метрополитена мелкого заложения, имеющего прямоугольное сечение и сплошную стенку, разделяющую два пути, а также аэродинамическую характеристику, соответствующую рис. 7.VII, необходимо определить при системе вентиляции с естественным побуждением число вентиляционных шахт для наиболее невыгодного расчетного случая (летнего периода года) при следующих исходных данных. Расстояние между осями станций (длина перегона) $l_{пер} = 800$ м. Длина станции $l_{ст} = 150$ м. Частота движения поездов в среднем за время работы метрополитена в сутки $n_{п} = 20$ пар 4-вагонных поездов в час. Длина вагона $l_{в} = 18,8$ м. Средняя скорость движения поездов

$v_{II} = 40$ км/ч (11,1 м/с). Количество теплоизбытков на расчетном участке трассы $Q_{изб} = \sum_{i=1}^n Q_{ср. z} - Q_{гр} = 420\ 000$ ккал/ч. Расчетная разность теплосодержаний между вытяжным и приточным воздухом для теплого периода года $I_{кон} - I_{нач} = 3,5$ ккал/ч. Аэродинамическая характеристика путевого тоннеля: $\lambda_T = 0,038$, $F_{ист. T} = 16,38$ м², $l_T = 17,3$ м, $d_3 = 3,8$ м. Аэродинамическая характеристика вентиляционной шахты: $\lambda_{ш} = 0,023$, $F_{ист. ш} = 9,0$ м², $l_{ш} = 12$ м, $l_{ш} = 14$ м, $\sum_{i=1}^n \zeta_{ш} = 6$.

1. По формуле (24.VI) определяем

$$l_{м. II} = \frac{1000 \cdot 40}{20} = 2000 \text{ м.}$$

2. По формуле (45.VII) определяем

$$l_T = 2000 - 4 \cdot 18,8 = 1925 \text{ м.}$$

3. По формуле (23.VI) определяем

$$\varepsilon_T = 1,5 \cdot 4 \cdot 0,038 \frac{2000 - 4 \cdot 18,8}{3,8} = 78,5.$$

4. По графику (рис. 9.VI) при известном значении ε_T для прямоугольного тоннеля находим значение составляющей для 4-вагонного поезда $\omega = 0,70$.

5. По формуле (28.VI) при коэффициенте $m = 0,6$ в соответствии с заданной средней скоростью движения поезда определяем

$$v_0 = 0,60 \cdot 11,1 (1 - 0,70) = 2,0 \text{ м/с.}$$

6. По формуле (29.VI) определяем

$$G_{II} = 3600 \cdot 2,0 \cdot 1,2 \cdot 16,38 = 140\ 000 \text{ кг/ч.}$$

7. По формуле (15.VI) определяем

$$L_{II, ср} = \frac{140\ 000}{1,2} = 117\ 000 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

8. По формуле (44.VII) определяем

$$\xi = 1 - \frac{[4 \cdot 18,8 \cdot 20]}{7200 \cdot 11,1} = 0,98.$$

9. По формуле (43.VII) определяем

$$L_{ш, ср} = 0,98 \cdot 117\ 000 \cdot \frac{\frac{1}{4} \sqrt{\frac{0,038 \cdot 17,3 \cdot 1925 \cdot 9^2}{16,38^3 \left(6 + \frac{0,023 \cdot 12 \cdot 14}{4 \cdot 9}\right)}}}{2 + \frac{1}{4} \sqrt{\frac{0,038 \cdot 17,3 \cdot 1925 \cdot 9^2}{16,38^3 \left(6 + \frac{0,023 \cdot 12 \cdot 14}{4 \cdot 9}\right)}}} = 22\ 600 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

10. По формуле (14б.VI) определяем необходимый воздухообмен для снятия теплоизбытков на расчетном участке

$$G_{\text{вент}} = \frac{420\,000}{3,5} = 120\,000 \text{ кг/ч.}$$

11. По формуле (4б.VII) определяем необходимое число вентиляционных шахт с заданной аэродинамической характеристикой

$$n_{\text{ш}} = \frac{120\,000}{1,2 \cdot 22\,600} \approx 5.$$

12. Определяем расстояние между шахтами на перегоне

$$\frac{800 - 150}{5 + 1} = 108 \text{ м.}$$

13. Так как пути в тоннеле разделены между собой сплошной перегородкой, то к одному пути следует присоединить две шахты, а ко второму — три. Шахты располагаются в шахматном порядке.

14. Если в перегородке, разделяющей два пути, будут проемы сечением до 60% от площади перегородки, то пропускная способность каждой шахты составит

$$L'_{\text{ш. ср}} = 0,70 \cdot 22\,600 = 15\,800 \text{ м}^3/\text{ч},$$

а потребное число вентиляционных шахт

$$n'_{\text{ш}} = \frac{120\,000}{1,2 \cdot 15\,800} \approx 6.$$

Тогда расстояние между шахтами

$$\frac{800 - 150}{6 + 1} = 93 \text{ м.}$$

§ 6. Определение аэродинамического сопротивления системы тоннельной вентиляции при работе вентиляторов через шахты и порталы

Распределение потоков воздуха в тоннелях и аэродинамических сопротивлениях в системе вентиляции с искусственным побуждением достаточно сложно. Однако при определенных допущениях его можно представить в следующем, более простом виде.

В противоположность вентиляции с естественным побуждением в системах с искусственным побуждением аэродинамическое сопротивление, вызываемое движением вентиляционных потоков воздуха, преодолевают вентиляторы. В связи с этим циркуляционные потоки воздуха $G_{\text{ц}}$ в путевом тоннеле, создаваемые поршневым действием движущихся поездов, не разделяются на потоки $L_{\text{ц. ср}}$ или $G_{\text{ц. ср}}$ и потоки $L_{\text{ш. ср}}$ или $G_{\text{ш. ср}}$, а являются составляющими

общего потока $G_{\text{общ}}$, действующего в тоннеле (рис. 14.VII) и подчиняются зависимости [см. § 9 главы VI, формула (60.VI)]

$$G_{\text{общ}} \approx G_{\text{ц}} + G_{\text{вент}}, \text{ кг/ч.}$$

Происходит процесс, подобный тому, если бы воздух нагнетался в тоннель под действием двух параллельно работающих

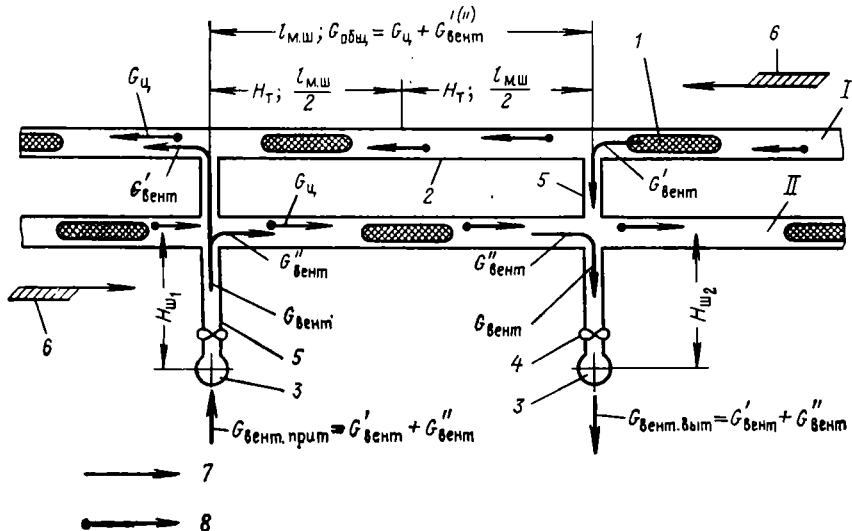


Рис. 14.VII. Схема системы вентиляции тоннелей с искусственным побуждением:

1 — поезд метрополитена; 2 — перегонные путевые тоннели; 3 — вентиляционные шахты; 4 — вентиляционные установки; 5 — вентиляционные тоннели; 6 — направление движения поездов; 7, 8 — направление движения воздуха соответственно вентиляционного и циркуляционного; I, II — пути тоннелей

источников: поршневого действия движущихся поездов, создающего поток $G_{\text{ц}}$, и работающих вентиляторов, создающих поток $G_{\text{вент}}$.

При параллельной работе вентиляционных агрегатов (в особенности при наличии поршневого действия поездов) потоки $G_{\text{ц}}$ и $G_{\text{вент}}$ взаимно влияют друг на друга, что приводит к уменьшению величины потоков по сравнению с потоками, пропускаемыми по самостоятельным каналам. Значительное уменьшение потоков происходит при большой длине расчетного участка трассы и большом расходе воздуха, так как это вызывает большие аэродинамические сопротивления. Для принятых в практике отечественного метростроения размеров и аэродинамической характеристики тоннелей и подвижного состава, а также при расстояниях между станциями не более 2500 м, а между приточной и вытяжной шахтами не более 1500 м и максимальном расходе проходящего через шахту вентиляционного воздуха $G_{\text{вент}} \leq 540\,000$ кг/ч (по каждому пути тоннеля не более $G_{\text{вент}} \leq 270\,000$ кг/ч) значение

$G_{\text{общ}}$ меньше арифметической суммы $G_{\text{ц}} + G_{\text{вент}}$ всего на 3—7%. Такое небольшое отклонение позволяет пренебрегать им и при расчетах принимать $G_{\text{общ}} = G_{\text{ц}} + G_{\text{вент}}$.

Если напор, развиваемый вентиляторами, будет меньше суммарного аэродинамического сопротивления непосредственно вентиляционной шахты $H_{\text{ш}}$ при заданном расходе воздуха, то воздух в тоннеле будет распределяться так, как и при схеме вентиляции с естественным побуждением. В этом случае воздух по шахте будет двигаться не только под влиянием напора, развиваемого вентиляторами, но и под влиянием разрежения и напора, создаваемого в путевых тоннелях поршневым действием движущихся поездов. Это происходит потому, что недостаточный напор, развиваемый вентиляторами, по сравнению с действующим напором или разрежением в тоннеле от движения поездов только частично компенсируют сопротивление шахты.

При схеме вентиляции с искусственным побуждением воздух нагнетается в тоннель по одной шахте и выходит на поверхность, как правило, через следующую в направлении движения поездов шахту. Аэродинамическое сопротивление путевого тоннеля между этими шахтами преодолевается поровну приточными и вытяжными вентиляторами этих шахт. Поэтому при отсутствии значительных местных сопротивлений на этом участке можно принимать, что на каждую шахту приходится аэродинамическое сопротивление половины длины тоннеля между шахтами $L_{\text{м. ш}}/2$.

В двухпутных тоннелях, не имеющих между путями разделительной стенки, распределение потоков воздуха $G_{\text{ц}}$ и $G_{\text{вент}}$ еще более осложнено. В этих тоннелях потоки $G_{\text{вент}}$ периодически двигаются навстречу движению поездов. Однако в таких тоннелях для упрощения расчетов и получения некоторого резерва в напорах вентиляторов рекомендуется аэродинамический расчет вести аналогично расчету для тоннелей с разделительной стенкой.

В системах вентиляции, где приточные и вытяжные шахты обслуживают каждая два смежных между собой расчетных участка (вправо и влево от шахты), при определении необходимого напора вентилятора следует принимать большее сопротивление из смежных расчетных участков на их длине $l_{\text{м. ш}}/2$.

Исходя из схемы движения воздушных потоков по путевым тоннелям и шахтам в системе вентиляции с искусственным побуждением, показанной на рис. 14.VII (для ясности изображения на рисунке станция не показана), и учитывая вышеизложенную зависимость между $G_{\text{ц}}$ и $G_{\text{вент}}$, напор приточных и вытяжных вентиляторов должен быть рассчитан на преодоление сопротивлений

$$\sum_{i=1}^n H = H_{\text{ш}} + H_{\text{т}}, \text{ кгс/м}^2, \quad (48.VII)$$

где $H_{\text{ш}}$ — суммарное аэродинамическое сопротивление (трения и местное) в вентиляционной шахте и каналах от вентиляцион-

ного киоска на поверхности до примыкания вентиляционного канала к путевому тоннелю, кгс/м²; H_T — аэродинамическое сопротивление половины длины $l_{м. ш}/2$ путевого тоннеля (при отсутствии в тоннелях значительных местных сопротивлений) между двумя смежными (приточной и вытяжной) шахтами для одного из двух расчетных участков, примыкающих к шахте, с, большей длиной, кгс/м².

Таким образом, вентиляторы приточных и вытяжных шахт для подачи и извлечения расчетного количества воздуха должны преодолевать полное аэродинамическое сопротивление вентиляционной шахты при пропуске через нее вентиляционного воздуха на два смежных расчетных участка и аэродинамическое сопротивление половины длины путевого тоннеля между двумя смежными шахтами при пропуске по нему общего расхода воздуха

$$\boxed{G_{\text{общ}} = G_{\text{ц}} + G_{\text{вент}}, \text{ кг/ч.}}$$

Выражая величины $H_{ш}$ и H_T (как и в § 5 данной главы) через $G_{\text{ц}}$ и $G_{\text{вент}}$, для схемы воздушных потоков, изображенной на рис. 14.VII, получим:

$$H_{ш} = \sum_{i=1}^n \left[\left(\sum_{i=1}^n \zeta_{ш} + \frac{\lambda_{ш} l_{ш}}{d_{э. ш}} \right) \frac{(G'_{\text{вент}} + G''_{\text{вент}})^2}{2gF_{\text{ист. ш}}^2 \gamma_{\text{во}}} \right], \text{ кгс/м}^2; \quad (49.VII)$$

$$H_T = \left(\sum_{i=1}^n \zeta_T + \frac{\lambda_T l_{\text{ист. т}} l_{м. ш}}{8F_{\text{ист. т}}} \right) \frac{(G''_{\text{вент}} + G_{\text{ц}})^2}{2gF_{\text{ист. т}}^2 \gamma_{\text{о}}}, \text{ кгс/м}^2; \quad (50.VII)$$

$$G_{\text{вент}} = G'_{\text{вент}} + G''_{\text{вент}}, \text{ кг/ч}, \quad (51.VII)$$

где $G'_{\text{вент}}$ и $G''_{\text{вент}}$ — весовое количество вентиляционного воздуха соответственно для первого и второго смежных расчетных участков трассы, поступающее от одной вентиляционной установки, кг/ч; $\sum_{i=1}^n \zeta_{ш}$ и $\sum_{i=1}^n \zeta_T$ — суммарные местные сопротивления соответственно в вентиляционной шахте для одинаковых сечений и перегонном тоннеле для одинаковых сечений (на участке).

Так как вентиляционные шахты и каналы, к ним примыкающие, по длине, как правило, имеют переменные сечения, то знаком $\sum_{i=1}^n$ предусматривается суммирование подсчитанных отдельно для каждого сечения общих аэродинамических сопротивлений.

Количество подаваемого и вытягиваемого вентиляторами воздуха периодически уменьшается и увеличивается в зависимости от изменения положения поезда (по отношению к шахтам), создающего то зону давления, то зону разрежения. Периодическая смена

этих зон взаимно компенсирует друг друга и приводит к осреднению часового расчетного расхода воздуха.

При выходе тоннелей метрополитена на поверхность (в депо или к наземным участкам метрополитена) и большом расстоянии от конечной станции до портала приходится между ними располагать перегонную вентиляционную шахту.

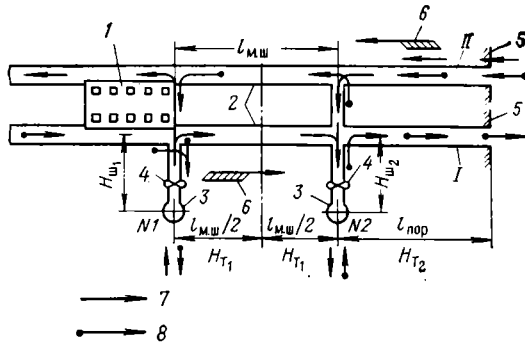


Рис. 15.VII. Схема системы вентиляции тоннелей и станций у порталов: 1 — станция метрополитена; 2 — перегонные тоннели; 3 — вентиляционные шахты; 4 — вентиляционные установки; 5 — порталы; 6 — направление движения поездов; 7, 8 — направление движения воздуха соответственно в теплый и холодный периоды года

В метрополитенах с большой частотой движения в часы «пик» (более 36 пар поездов в час) при реверсивной системе вентиляции в теплое время года через портал тоннеля II приточный воздух в количестве $G_{\text{вент. прит}}$ будет поступать в тоннель, а в холодное время года через портал тоннеля I воздух в количестве $G_{\text{вент. выт}}$ будет выталкиваться из тоннеля в атмосферу (рис. 15.VII). Приток и вытяжка будут осуществляться вентиляционными шахтами № 1 и 2.

При небольшой условной интенсивности движения в часы «пик» ($n_{y. и} < 120$) в интервале между проходящими поездами возможно кратковременное изменение направления потока вентиляционного воздуха (навстречу движению поездов). В этом случае в зависимости от режима работы перегонной вентиляционной шахты у портала (на приток или вытяжку) вентиляционный воздух будет выходить в атмосферу через порталы или поступать через них в тоннели.

Если известна аэродинамическая характеристика перегонных тоннелей на участках длиной $l_{\text{м. ш}}/2$ и $l_{\text{порт}}$, а также количество воздуха $G_{\text{вент.}}$, которое необходимо подавать или извлекать вентиляционной шахтой № 2 в направлении станции, то количество воздуха $G_{\text{рент}}$, которое будет поступать по тоннелям между шахтой № 2 и порталами (в атмосферу или в тоннель), можно определить следующим методом.

При работе вентиляционной шахты № 2 аэродинамические сопротивления перегонных тоннелей вправо и влево от вентиляционной шахты будут равны между собой, т. е.

$$H_{T_1} = H_{T_2}. \quad (52.VII)$$

Подставляя значения величин H_{T_1} и H_{T_2} в выражение (52.VII), получим

$$\begin{aligned} & \left(\sum_{i=1}^n \xi_{T_1} + \frac{\lambda_{T_1} \Pi_{\text{ист. } T_1} \cdot l_{\text{м. ш}}}{4F_{\text{ист. } T_1}} \right) \frac{v_{\text{ист. } T_1}^2 \gamma_{\text{во}}}{2g} = \\ & = \left(\sum_{i=1}^n \xi_{T_2} + \frac{\lambda_{T_2} \Pi_{\text{ист. } T_2}}{4F_{\text{ист. } T_2}} l_{\text{пор}} \right) \frac{v_{\text{ист. } T_2}^2 \gamma_{\text{во}}}{2g \theta_T^2}. \end{aligned} \quad (53.VII)$$

Подставив в выражение (53.VII) вместо $v_{\text{ист. } T}$ значение $\frac{(G_{\text{ц}} + G'_{\text{вент}})^2}{3600^2 F_{\text{ист. } T}^2 \gamma_{\text{во}}}$ и решив его относительно $G''_{\text{вент}}$, найдем, что

$$G''_{\text{вент}} = (G_{\text{ц}} + G'_{\text{вент}}) \frac{F_{\text{ист. } T_2} \theta_T}{F_{\text{ист. } T_1}} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \xi_{T_1} + \frac{\lambda_{T_1} \Pi_{\text{ист. } T_1} l_{\text{м. ш}}}{8F_{\text{ист. } T_1}}}{\sum_{i=1}^n \xi_{T_2} + \frac{\lambda_{T_2} \Pi_{\text{ист. } T_2} l_{\text{пор}}}{4F_{\text{ист. } T_2}}}} - G_{\text{ц}}, \text{ кг/ч}, \quad (54.VII)$$

где H_{T_1} ; $\sum_{i=1}^n \xi_{T_1}$; λ_{T_1} ; $\Pi_{\text{ист. } T_1}$; $F_{\text{ист. } T_1}$ — соответственно суммарное аэродинамическое сопротивление, сумма коэффициентов местных сопротивлений, коэффициент аэродинамического сопротивления трению, периметр тоннеля и истинная площадь сечения для тоннеля на участке между станцией и перегонной шахтой № 2;

H_{T_2} ; $\sum_{i=1}^n \xi_{T_2}$; λ_{T_2} ; $\Pi_{\text{ист. } T_2}$; $F_{\text{ист. } T_2}$ — то же, для тоннеля на участке между порталом и перегонной шахтой № 2; $l_{\text{пор}}$ — расстояние между шахтой № 2 и порталом; θ_T — коэффициент, учитывающий возможность периодического поступления вентиляционного воздуха по двум тоннелям (при частоте движения поездов в часы «пик» более 36 пар поездов в час $\theta_T = 1$, а при менее 24 пар поездов в час $\theta_T = 1,4$).

Пример. Определить необходимый напор вентиляторов приточной вентиляционной шахты при расходе воздуха для вентиляции двух смежных расчетных участков $G'_{\text{вент}} + G''_{\text{вент}} = 420\,000$ кг/ч, расстояния между приточной и вытяжной шахтами $l_{\text{м. ш}} = 1300$ м, циркуляционном расходе воздуха в тоннеле на расчетном участке трассы $G_{\text{ц}} = 190\,000$ кг/ч, вентиляционном расходе воздуха $G_{\text{вент}} = 250\,000$ кг/ч. Перегонный тоннель

с обделкой из железобетонных ребристых тубингов диаметром $d_{тн} = 5,1$ м. Аэродинамическая характеристика тоннеля соответствует данным табл. 1.VII, а значение $\sum_{i=1}^n \zeta_{т} = 2,2$. Вентиляционная шахта и камера для вентиляторов с обделкой из чугунных ребристых тубингов диаметром $d_{рн} = 5,1$ м имеют следующую аэродинамическую характеристику; $d_{с. ш} = 5,1$ м, $F_{ист. ш} = 20,4$ м², $П_{ист. ш} = 16$ м², $\lambda_{ш} = 0,042$, $l_{ш} = 60$ м, $\sum_{i=1}^n \zeta_{ш} = 16,5$. Вентиляционные каналы длиной 120 м, примыкающие к шахте и вентиляционной камере, с обделкой из железобетонных блоков диаметром $d_{вн} = 4,5$ м. Аэродинамическая характеристика каналов соответствует данным табл. 1.VII, а значение $\sum_{i=1}^n \zeta_{кан} = 10,2$.

1. По формуле (49.VII) определяем аэродинамическое сопротивление шахты и примыкающих к ней вентиляционных каналов

$$H_{ш} = \left(16,5 + \frac{0,042 \cdot 60}{5,1} \right) \cdot \frac{\left(\frac{420\,000}{3600} \right)^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 20,4^2 \cdot 1,2} + \\ + \left(10,2 + \frac{0,031 \cdot 120}{4,34} \right) \cdot \frac{\left(\frac{420\,000}{3600} \right)^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 15,19^2 \cdot 1,2} = 23,7 + 27,3 = 51 \text{ кгс/м}^2.$$

2. По формуле (50.VII) определяем аэродинамическое сопротивление расчетного участка тоннеля длиной

$$H_{т} = \left(2,2 + \frac{0,049 \cdot 15,51 \cdot 1300}{8 \cdot 18,62} \right) \cdot \frac{\left(\frac{250\,000 + 190\,000}{3600} \right)^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 18,62^2 \cdot 1,2} = 16,2 \text{ кгс/м}^2.$$

3. По формуле (48.VII) определяем необходимый напор вентиляторов

$$P_{вент} = \sum_{i=1}^n H = 51 + 16,2 = 67,2 \text{ кгс/м}^2.$$

§ 7. Явление дутья на станциях метрополитена и мероприятия по его снижению

Движение поездов по тоннелям метрополитена вызывает в подземных станциях значительные воздухообмены (называемые «дутьем»), сопровождающиеся периодическим нарастанием и снижением скоростей циркуляционных потоков воздуха и колебаниями его давлений. Это явление вызывает неприятное ощущение

у пассажиров и обслуживающего персонала, находящихся в зоне «дутья» на посадочных платформах станций и в особенности проходящих через дверные проемы входов и выходов вестибюлей, так как вследствие этого явления полотна дверей периодически, самопроизвольно раскрываются, что создает трудности для проходящих людей. Дутье имеет место и в перегонных тоннелях, но для пассажиров и обслуживающего персонала, находящихся в закрытых вагонах оно остается незаметным.

Если в перегонных двухпутных тоннелях разделительная стенка между путями отсутствует, то дутье на станциях проявляется в меньшей степени. При наличии между путями разделительной стенки с проемами это явление увеличивается и достигает наибольшего значения при полной изоляции между собой двух путей тоннеля.

Скорость циркуляционных потоков и давление воздуха на станциях возрастают по мере приближения к ним поездов, достигая максимальной величины в момент входа поезда на станцию. При уходе поезда со станции и аналогичном характере изменения (во времени и по положению поезда относительно станции) скоростей циркуляционных потоков воздуха наблюдается падение давления (разрежение).

В результате наблюдений автором установлено, что в зависимости от частоты и скорости движения поездов, а также величины зазора между поверхностью вагона и внутренней поверхностью перегонного тоннеля и от объема станций давление воздуха на них колеблется в пределах от плюс 4—8 до минус 2—7 кгс/м². Колебания давления на станциях существенно зависят от скорости входа поезда на станцию и ухода с нее, так как скорость поезда определяет количество воздуха, перемещаемого им в единицу времени. Такие колебания почти одновременно (через 0,5—1 с) вызывают аналогичный характер колебания давления в вестибюлях. При небольшом расстоянии от вестибюлей до посадочных платформ, что характерно для станций мелкого заложения, эти колебания имеют большую амплитуду, чем при большом расстоянии. Эти колебания создают разность $\pm \Delta P$ давления атмосферного и давления в вестибюле; дающую результирующую силу, приложенную к дверям на входах и выходах вестибюлей и приводящую к самопроизвольному распахиванию дверей и врыванию потоков наружного воздуха в вестибюль, что неприятно в холодное время года. Замеры, выполненные на некоторых станциях мелкого заложения Московского метрополитена, показывают, что в вестибюлях значения ΔP достигают 15 кгс/м². Такое давление на двери вестибюлей, повторяющееся (в зависимости от частоты движения поездов) через 1—6 мин, представляет для пассажиров (в течение не более 1,5—3 с) значительные препятствия. Наблюдения показывают, что если между входом в вестибюль и посадочной платформой имеется несколько поворотов и изменяющееся сечение проходов, то интенсивность распахивания

дверей и степень понижения температуры вестибюлей уменьшаются. Существовало мнение, что распахивание дверей происходит вследствие воздействия на них перемещающихся от движения поездов воздушных потоков. Однако выполненные в последнее время на многих станциях Московского метрополитена замеры показывают, что с момента изменения давления в наиболее удаленном от вестибюля торце станции (на расстоянии 170—200 м) изменение давления в вестибюле происходит через 0,5—0,7 с без заметного перемещения потоков воздуха в коридорах, соединяющих вестибюль с платформой станции. Из этого следует, что скорость распространения давления составляет около 340 м/с, что соответствует скорости распространения звука, а отсюда можно допустить, что распространение фронта давления носит волновой характер. Волновым распространением фронта давления можно объяснить и большую амплитуду колебания давления в вестибюле, чем на станции. Фронт давления, образующийся на станции, поступает в вестибюль, где получает отражение от поверхностей замкнутого объема вестибюля, что приводит к резкому подскоку давления.

Расчеты, выполненные по данным замеров на этих станциях, подтверждают, что изменение давления происходит также вследствие изменения объема воздуха станции, связанного с нагнетанием или отсасыванием его проходящими поездами. Если количество воздуха, нагнетаемого на станцию в каждый момент времени проходящими поездами, равно количеству воздуха, отсасываемого уходящими поездами, то практически давление воздуха на станции остается неизменным. Увеличение или уменьшение давления на станции происходит вследствие того, что на станции проходящими поездами создается положительная или отрицательная разность в количестве нагнетаемого и отсасываемого воздуха.

Как отмечалось выше, работа приточно-вытяжной вентиляции несколько сглаживает амплитуду колебания давления на станции. Максимум или минимум давления образуется в случае одновременного прибытия на станцию или убытия со станции двух поездов (по одному на каждом пути). Расчеты и измерения, выполненные на станциях мелкого заложения Московского метрополитена (внутренний объем каждой станции около 15000 м³) по методике, изложенной в § 3 главы VI, показывают, что при частоте движения 37 пар поездов в час по тоннелям, показанным на рис. 7.VII, и одновременном прибытии или убытии со станции двух поездов максимальный расход воздуха, нагнетаемого поездами, достигает 400 м³/с, а минимальный равен нулю. Средний расход за время измерений в течение 30 мин (через каждые 10 с) составляет 50—70 м³/с. Разница между расходом нагнетаемого на станцию воздуха и расходом воздуха, отсасываемого со станции проходящими поездами в каждый момент времени колебалась от 3 до 9 м³/с, а разница между атмосферным давлением и давлением на станции составляла $\pm 2 \div 6$ кгс/м².

Полученная зависимость между изменением объема воздуха на станции и одновременным изменением его давления близка к закону Бойля-Мариотта

$$P_1V_1 = P_2V_2 = \text{const.}$$

что подтверждает природу происходящих явлений.

Кроме приведенных наблюдений о характере влияния движения поездов на распахивание дверей кассовых залов, вестибюлей и связанным с этим их охлаждением были проведены Метрогипротрансом под руководством автора испытания, выводы о которых приведены в § 3 главы X.

Исходя из изложенного, следует, что уменьшая амплитуду колебания воздухообмена на станции, вызываемого проходящими поездами, соответственно будет уменьшаться и амплитуда колебания давления как на станции, так и в вестибюлях, что может снизить и все отрицательные явления. Этого можно достичь сокращением до минимума разницы между количеством нагнетаемого и отсасываемого воздуха поездами со станции (при сохранении абсолютного его количества), или значительным снижением общего его количества. Первый и второй путь решения этой задачи может быть достигнут как эксплуатационными, так и конструктивными мероприятиями.

Эксплуатационные мероприятия могут сводиться к регулированию движения поездов на станции резким сокращением их скорости до 20—25 км/ч при подходе примерно за 50—70 м к станции и при уходе на это же расстояние со станции, что резко снижает воздухообмен, а также исключением возможности одновременного входа или ухода со станции двух поездов, что совместно значительно уменьшает максимум и минимум амплитуды колебания давления.

В отечественных метрополитенах в настоящее время головной вагон поезда входит на станцию и хвостовой выходит со станции со скоростью 50—55 км/ч. Внешняя простота такого решения, исключая капитальные затраты, приводит к увеличению времени пробега поезда и к увеличению их количества на трассе. Для метрополитенов, рассчитанных на небольшую частоту движения в часы пик, при условной интенсивности $n_{y.н} < 120$ и имеющих большие расстояния между станциями, эти мероприятия могут быть применены, а при $n_{y.н} > 120$ они недопустимы.

Конструктивные мероприятия можно выполнить путем изоляции станции от путевого тоннеля в момент движения поездов по тоннелю устройством дверей в проемах, соединяющих средний станционный тоннель с боковыми путевыми. Эти двери располагаются против вагонных и они раскрываются одновременно с открытием последних только при остановке поезда. По целому ряду конструктивных и эксплуатационных причин такое решение, полностью не исключающее явление «дутья», в метрополитенах с большой интенсивностью движения, в особенности на пересадочных

станциях не применяется. В Ленинградском метрополитене было построено десять таких станций, из которых шесть станций находятся на Невско-Василеостровской линии, а четыре других на Московско-Петроградской линии. Опыт их эксплуатации подтвердил, что явление «дутья» в них значительно снизилось, но

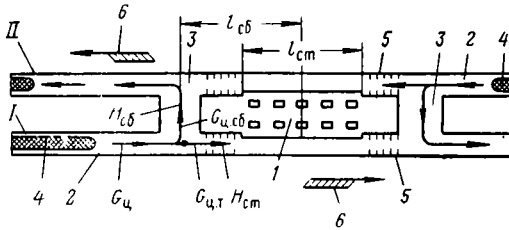


Рис. 16.VII. Схема системы вентиляции тоннелей с устройством вентиляционной сбойки у торца станции:

1 — станция метрополитена; 2 — перегоны тоннели; 3 — противодутьевые циркуляционные сбойки; 4 — поезд метрополитена; 5 — диафрагмы; 6 — направление движения поездов; I, II — пути тоннеля; стрелками показано направление движения воздуха

сложность эксплуатации таких станций, а главное ограничение интенсивности движения органически связанное с конструкцией этих станций сдерживает дальнейшее их применение. К конструктивным мероприятиям также относится устройство циркуляционных сбоек в торцах станций, уменьшающих воздухообмен от движения поездов через станции (рис. 16.VII) за счет того, что этими поездами, используя их энергию, часть циркуляционных потоков будет выталкиваться и засасываться помимо станции через циркуляционные сбойки в перегоны обратного направления. Сбойки располагаются в двух торцах станций.

Уменьшение абсолютного количества воздуха, поступающего на станцию и извлекаемого из нее, уменьшает соответственно разницу между этими количествами и, как следствие, уменьшает максимум и минимум давлений как на станции, так и в вестибюле. Направление потоков воздуха в циркуляционных сбояках периодически меняется. Наиболее длительное время потоки воздуха идут в благоприятном направлении от перегонного тоннеля I, по которому поезд прибывает на станцию, к перегонному тоннелю II, по которому поезд убывает со станции. В неблагоприятном для снижения давления направлении потоки воздуха идут в случаях, когда конец поезда в перегонном тоннеле I будет за сбойкой, а начало поезда в перегонном тоннеле II будет перед сбойкой, и в случаях, когда начало поезда в тоннеле I будет далеко от сбойки (в связи с чем давление перед сбойкой со стороны тоннеля будет еще небольшое), а начало поезда, идущего от станции по тоннелю II, будет перед сбойкой вблизи от нее. Чем меньше расстояние между сбойкой и торцом станции, тем меньше случаев неблагоприятного положения поездов относительно сбойки. В случаях прохода поездов мимо сбойки и расположения на рав-

ных расстояниях от сбойки головных вагонов поездов по туннелям *I* и *II*, а также при таком же положении их хвостовых вагонов при условии равных скоростей движения поездов можно считать, что на это время движение воздуха в циркуляционной сбойке прекращается. Если время движения воздуха по циркуляционной сбойке в обоих направлениях и время прекращения движения воздуха в интервале времени между следующими друг за другом двумя поездами принять за единицу, то приближенно долю времени движения воздуха через сбойку в неблагоприятном направлении от туннеля *II* к туннелю *I* можно определить по формуле

$$x_1 = \frac{2 \left(l_{сб} - \frac{l_{ст}}{2} \right)}{l_{м.п}} = \frac{2 \left(l_{сб} - \frac{l_{ст}}{2} \right)}{\frac{1000v_{п}}{n_{п}}} = \frac{n_{п} (2l_{сб} - l_{ст})}{1000v_{п}}. \quad (55.VII)$$

Доля времени, в течение которого движение воздуха через циркуляционную сбойку отсутствует, определяется по формуле

$$x_2 = \frac{2L_{п}}{l_{м.п}} = \frac{n_{п}l_{п}}{500v_{п}}, \quad (56.VII)$$

где $l_{сб}$ — расстояние от оси сбойки до оси станции, м; $l_{ст}$ — длина станции между торцами посадочной платформы, м; $n_{п}$ — частота движения поездов, пар/ч; $v_{п}$ — скорость движения поездов, км/ч; $l_{п}$ — длина поезда, м; $l_{м.п}$ — среднее расчетное расстояние между движущимися друг за другом поездами, м.

Коэффициент 2 в формулах (55.VII) и (56.VII) учитывает, что за время движения поезда по туннелю *I* сбойка будет по очереди дважды загромождаться поездами сначала по одному, а затем по другому пути, а также то, что нагнетательный эффект поезда по туннелю *II* не будет совпадать с отсасывающим эффектом (по отношению к сбойке) поезда по туннелю *I*.

Доля времени, в течение которого движение воздуха по циркуляционной сбойке идет в благоприятном направлении, определяется по формуле

$$x_3 = 1 - (x_1 + x_2). \quad (57.VII)$$

В каждом интервале между поездами при самом неблагоприятном сочетании положения поездов по двум путям относительно циркуляционной сбойки последняя будет бездействовать в течение интервала времени $x_1 + x_2$. Например, если $n_{п} = 42$ пары поездов в час, $v_{п} = 40$ км/ч, $l_{сб} = 145$ м, $l_{ст} = 156$ м и длина 8-вагонного поезда $L_{п} \approx 150$ м, то расстояние между движущимися поездами $l_{м.п} = 950$ м, а интервал времени между двумя поездами по одному пути составит 86 с, откуда $x_1 = 0,141$ и $x_2 = 0,316$. Приведенный пример показывает, что при отсутствии циркуляционных сбоек весь циркуляционный расход, создаваемый в туннеле *I* в течение 86 с, будет поступать на станцию. При

наличии сбоек он в полном количестве будет поступать в течение только $86 \cdot (0,141 \div 0,316) = 40$ с и возможный максимальный расход не будет попадать в каждый интервал между поездами. Максимальная его длительность действия сократится до $86 \times (0,141 + 0,316/2) = 26$ с, а минимальная — до $3600 (l_{сб} - l_{ст}/2)/1000 v_{п. \max} = 3600 \cdot (145 - 75)/1000 \cdot 55 = 4,6$ с за счет объема воздуха в тоннеле между торцом станции и началом сбойки.

Необходимая площадь сечения циркуляционной сбойки определится следующим методом. При положении головного вагона поезда в тоннеле I перед циркуляционной сбойкой (см. рис. 16.VII) у точки A создается постоянно изменяющееся положительное давление $H_{сб}$. Оно расходуется на преодоление аэродинамического сопротивления в перегонном тоннеле в направлении от точки A к станции $H_{ст}$ и в циркуляционной сбойке в направлении от точки A через сбойку к тоннелю обратного направления. Как известно, величины этих сопротивлений должны быть равны между собой, т. е.

$$H_{ст} = H_{сб}. \quad (58.VII)$$

Подставляя в выражение (58.VII) значения величин $H_{ст}$ и $H_{сб}$ и пренебрегая из-за незначительности сопротивлением трения в сбойке, получим

$$\left[\sum_{i=1}^n \xi_{т} + \frac{\lambda_{т} \Pi_{ист. т} (l_{сб} - l_{ст})}{4F_{ист. т}} \right] \frac{v_{ист. т}^2 \gamma_{10}}{2g} = 0,5 \sum_{i=1}^n \xi_{сб} \frac{v_{сб}^2 \gamma_{10}}{2g}. \quad (59.VII)$$

Заменяя в выражении (59.VII) величины $v_{ист. т}$, $v_{сб}$ через выражения $\frac{G_{ц. т}}{3600F_{ист. т} \gamma_{во}}$ и $\frac{G_{сб}}{3600F_{сб} \gamma_{во}}$ соответственно и решая его относительно величины $F_{сб}$, получим

$$F_{сб} = 0,71 F_{ист. т} \frac{G_{ц. сб}}{G_{ц. т}} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \xi_{сб}}{\sum_{i=1}^n \xi_{т} + \frac{\lambda_{т} \Pi_{ист. т} (2l_{сб} - l_{ст})}{8F_{ист. т}}}}, \quad \text{м}^2. \quad (60.VII)$$

В формулах (59.VII) и (60.VII) $\sum_{i=1}^n \xi_{сб}$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений в циркуляционной сбойке от входа потока из тоннеля I до выхода потока в тоннель II ; $v_{сб}$ — истинная скорость движения потока в сбойке, м/с; $G_{ц. сб}$ — количество циркуляционного воздуха, проходящего через сбойку, кг/ч; $G_{ц. т}$ — количество циркуляционного воздуха, проходящего по тоннелю к станции минуя сбойку, кг/ч; 0,5 — коэффициент, учитывающий долю аэродинамических сопротивлений в циркуляционной сбойке при по-

токе воздуха от тоннеля *I* к тоннелю *II*, преодолеваемых поездами, идущими и по тоннелю *II*.

В основу формулы (60.VII) положена зависимость

$$G_{ц} = G_{ц.т} + G_{ц.сб}, \text{ кг/ч}, \quad (61.VII)$$

где $G_{ц.т}$ — количество циркуляционного воздуха, поступающего из тоннеля *I* на станцию; $G_{ц.сб}$ — количество циркуляционного

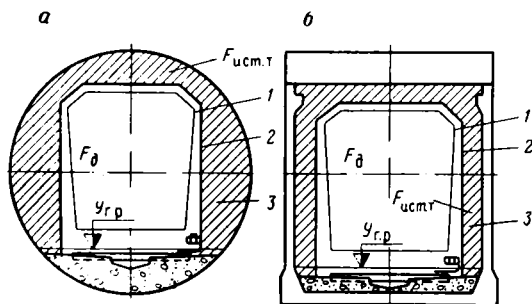


Рис. 17.VII. Расположение диафрагм в тоннеле круглого сечения внутренним диаметром $d_{вн} = 5,1$ м (а) и прямоугольного сечения (б):

1 — габарит приближения подвижного состава; 2 — габарит приближения оборудования; 3 — диафрагмы; $F_{д}$ — площадь живого сечения тоннеля, ограниченная диафрагмой; $F_{ист.т}$ — истинная площадь живого сечения тоннеля без диафрагмы; $y_{г.р}$ — уровень головки рельсов

воздуха, поступающего из тоннеля *I* через сбойку в тоннель *II*; $G_{ц}$ — количество циркуляционного воздуха, движущегося впереди головного вагона поезда к точке *A*.

Для получения наилучшего эффекта от применения циркуляционных сбоек рекомендуется:

сокращать до минимума расстояние от торца станции до ближайшей боковой поверхности сбойки,

принимать отношение $G_{ц.сб}/G_{ц.т}$ в пределах 2,5—6;

резко увеличивать аэродинамическое сопротивление участка тоннеля от торца станции до ближайшей боковой поверхности циркуляционной сбойки.

Так как в торцах станций обычно располагаются тяговые понижительные подстанции (СТП) или вентиляционные камеры тоннельной вентиляции, расстояние от торца станции до ближайшей боковой поверхности сбойки находится в пределах 50—70 м. В качестве конструктивного решения для резкого увеличения аэродинамического сопротивления участка тоннеля от сбойки до торца станции могут быть применены диафрагмы* из тонких металлических или асбоцементных листов, устанавливаемые на этих участках через 2,5—3,5 м по его длине для закрытия

* В случае необходимости в диафрагмах предусматривается проем для пропуска светового сигнала от светофора.

промежутка от внутренней поверхности строительных конструкций тоннеля до габарита приближения оборудования (рис. 17.VII).

Коэффициент ξ_d сопротивления одной такой диафрагмы характеризуется следующими значениями *

$\frac{F_d}{F_{\text{ист. т}}}$	0,47	0,50	0,52	0,55	0,60	0,65		
ζ_d	3,72	3,00	2,61	2,14	1,50	1,06		
$\frac{F}{F_{\text{ист. т}}}$	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,0	
ζ_d	0,73	0,49	0,32	0,19	0,13	0,04	0	

Сопротивление участка тоннеля от сбойки до торца станции зависит от местного сопротивления изменения сечения при выходе потока воздуха из тоннеля на станцию, учитываемого коэффициентом, характеризуемым следующими значениями:

$\frac{F_{\text{ист. т}}}{F_{\text{т. ст}}}$	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\zeta_{\text{ст}}$	0,53	0,41	0,29	0,19	0,12	0,06	0,04	0

$F_{\text{т. ст}}$ — истинная площадь сечения путевого тоннеля станции, м².

Суммарный коэффициент $\sum \zeta_{\text{т}}$ местных сопротивлений участка тоннеля от сбойки до торца станции определяется по формуле

$$\sum_{i=1}^n \xi_{\text{т}} = \sum_{i=1}^n \xi_d + \xi_{\text{ст}}, \quad (62.VII)$$

где n — число диафрагм, установленных на пути движения воздуха.

При известной площади сечения циркуляционной сбойки среднечасовое количество воздуха, поступающего по ней из тоннеля I к тоннелю II , определяется по формуле [формула получена из выражений (57.VII), (60.VII), (61.VII)]

$$G_{\text{ц. сб}} = \frac{(1 - x_1 - x_2) F_{\text{сб}} G_{\text{ц}}}{F_{\text{сб}} (1 - x_1 - x_2) + 0,71 F_{\text{ист. т}} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \xi_{\text{сб}}}{\sum_{i=1}^n \xi_{\text{т}} + \frac{\lambda_{\text{т}} \Pi_{\text{ист. т}} (2l_{\text{сб}} - l_{\text{ст}})}{8F_{\text{ист. т}}}}}}, \quad \text{кг/ч.} \quad (63.VII)$$

Для эффективного действия циркуляционных сбоек, использующих энергию движущихся поездов, площадь их сечения должна быть (в зависимости от конкретных условий их размеще-

* Данные И. Е. Идельчика с понижающим коэффициентом 0,75 в связи с отсутствием ребра диафрагмы на уровне полотна пути.

ния) в пределах 70—120 м². Сбойки такого размера не всегда удается расположить вблизи торцов станции (в особенности при сооружении тоннелей закрытым способом).

При установке в циркуляционных сбойках вентиляторов (рис. 18.VII) площадь сбоек может быть уменьшена до 20 м²,

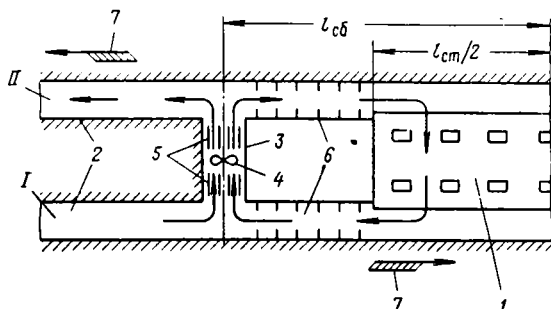


Рис. 18.VII. Схема системы вентиляции тоннелей с устройством циркуляционной сбойки и расположением вентилятора у торца станции:

1 — станция метрополитена; 2 — перегонные тоннели; 3 — противодутьевая циркуляционная сбойка; 4 — вентилятор циркуляционный; 5 — глушители вентиляторного шума; 6 — диафрагмы; 7 — направление движения поездов; I, II — пути тоннеля; стрелками показано направление движения воздуха

что позволяет их применять в метрополитенах глубокого заложения. Циркуляционные сбойки с вентиляторами позволяют не только уменьшить воздухообмен на станции, но и в некоторые периоды за счет организации встречных потоков воздуха исключить циркуляционные потоки, идущие на станцию из тоннеля. Период снижения эффективности их работы при неблагоприятном положении поездов по отношению к ним меньше, чем для циркуляционных сбоек без вентиляторов.

Производительность циркуляционных сбоек с вентиляторами должна определяться из расчета прохода через них не менее 75—85% циркуляционного расхода, возникающего от движения поездов в перегонном тоннеле при расчетной скорости движения поездов вблизи от рассчитываемой сбойки. Метод определения циркуляционных расходов воздуха в перегонном тоннеле изложен в § 3 главы VI. При расчетах по этому методу в формуле (28.VI) следует принимать коэффициент $m = 1$.

Для снижения шума от работы вентиляторов циркуляционных сбоек, который неблагоприятно отражается на работе обслуживающего персонала станции, сзади и спереди вентиляторов располагают пластинчатые глушители шума (см. главу VIII). Длина сбойки, равная расстоянию между тоннелями, позволяет свободно располагать вентилятор и глушители его шума.

Напор вентилятора должен быть рассчитан на преодоление аэродинамического сопротивления циркуляционной сбойки и участка тоннелей длиной $l_r/2$ за вычетом избыточного напора,

создаваемого взаимным воздействием на сбойку поездов, вызывающих расчетный циркуляционный расход воздуха у сбойки. Мощность электродвигателя вентиляторов в зависимости от конкретных условий колеблется от 14 до 40 кВт.

Несмотря на значительное снижение капитальных затрат при применении циркуляционных сбоек с вентиляторами, эксплуатационные расходы, связанные с затратой электроэнергии, несколько ограничивают область их применения. Они располагаются (как и сбойки без вентиляторов) непосредственно у торцов станции. Самопроизвольное раскрывание дверей входов и выходов вестибюлей, вследствие явления «дутья» также можно значительно ограничить устройством поворотов, соединяющих платформу станции с вестибюлем. Предварительные данные показывают, что каждый поворот под углом 90° на пути движения волны давления вызывает снижение ее давления ориентировочно до 15% от первоначального давления перед поворотом. Окончательно эти вопросы будут решены после проведения соответствующих экспериментов. Из сказанного видно эффективность устройства поворотов для снижения давления на двери вестибюлей. Однако это вступает в противоречие с удобствами пассажиров, так как всякие повороты усложняют их движение. Поэтому при решении проблемы снижения дутья необходимо использовать в совокупности все мероприятия, и в особенности такие, которые в первую очередь снижают колебания давления непосредственно на станции.

Пример. Определить необходимую площадь сечения циркуляционной сбойки перед станцией при следующих исходных данных. Перегонный тоннель с обделкой из железобетонных ребристых тюбингов (диаметром $d_{\text{ин}} = 5,1$ м) с аэродинамической характеристикой, соответствующей табл. 1.VII. В тоннеле между циркуляционной сбойкой и торцом станции устанавливается пять диафрагм с отношением $F_d/F_{\text{ист. т}} = 0,90$. Отношение площади сечения перегонного тоннеля к площади сечения путевого тоннеля станции $F_{\text{ист. т}}/F_{\text{ст}} = 0,6$. Расстояние от оси сбойки до оси станции $l_{\text{сб}} = 145$ м. Длина платформы станции $l_{\text{ст}} = 156$ м. Суммарный коэффициент местных сопротивлений циркуляционной сбойки $\sum \xi_{\text{сб}} = 5,7$.

1. Для значительного снижения амплитуды колебания давления воздуха на станции пропускаем через нее только 20% циркуляционного воздуха, идущего с перегона. Исходя из этого, определяем

$$G_{\text{ц. сб}} = 1 - 0,2 = 0,8 \text{ и } \frac{G_{\text{ц. сб}}}{G_{\text{ц. т}}} = \frac{0,80}{0,20} = 4.$$

2. Коэффициент местного сопротивления одной диафрагмы, исходя из заданного $F_d/F_{\text{ист. т}} = 0,9$, составит

$$\xi_d = 0,13.$$

3. Коэффициент местного сопротивления входу воздуха на станцию, исходя из заданного $F_{\text{ист.т}}/F_{\text{ст}} = 0,6$, составит

$$\xi_{\text{ст}} = 0,19.$$

4. По формуле (62.VII) определяем суммарный коэффициент местного сопротивления участка перегонного тоннеля от циркуляционной сбойки до торца станции

$$\sum_{i=1}^n \xi_{\tau} = 5 \cdot 0,13 + 0,19 = 0,84.$$

5. По формуле (60.VII) определяем необходимую площадь сбойки

$$F_{\text{сб}} = 0,71 \cdot 18,62 \cdot 4,0 \sqrt{\frac{5,7}{0,84 + \frac{0,049 \cdot 15,51 (2 \cdot 145 - 156)}{8 \cdot 18,62}}} = 102 \text{ м}^2.$$

Сбойки площадью по 102 м² должны быть расположены у обоих торцов станции.

Глава VIII Оборудование систем тоннельной вентиляции метрополиенов. Установки и конструктивные узлы

§ 1. Вентиляторы и электродвигатели

Тип и характеристика вентиляторов тоннельной вентиляции определяются специфическими условиями их работы и размещения в подземных вентиляционных камерах. Исходя из этого вентиляторы тоннельной вентиляции должны удовлетворять следующим требованиям. При сравнительно небольшом статическом давлении ($H_c = 30 \div 70 \text{ кгс/м}^2$) они должны обладать большой производительностью ($L = 180\,000\text{—}250\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$). Для удобства эксплуатации и возможности ограничения одним типом вентилятора (хотя бы на одной линии) диапазон допустимого изменения производительности должен быть достаточно широкий (примерно в пределах $70\,000\text{—}250\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$). Коэффициент полезного действия (к. п. д.) вентиляторов тоннельной вентиляции при оптимальном режиме работы должен быть наибольшим. Они должны работать как на прямом, так и на реверсивном ходе. Реверсирование необходимо осуществлять дистанционно. Учитывая широкое применение в отечественной практике реверсивных систем тоннельной вентиляции и длительность их работы в режиме реверсирования, производительность вентилятора при работе на реверс должна составлять не менее 80% его производительности при прямом ходе. В отличие от вентиляторов, применяемых в горной промышленности, вентиляторы тоннельной вентиляции в реверсивных системах должны работать на реверс 40—60% годового времени. Поэтому экономичность установки обуславливает необходимость получения к. п. д. вентилятора при реверсивной его работе, близкой к работе прямого хода. Их аэродинамическая характеристика должна обеспечивать устойчивую параллельную работу двух одинаковых вентиляторов. Размеры их должны быть наименьшими и обеспечивать доступ ко всем местам, требующим обслуживания и наблюдения без полной разборки вентилятора. Привод от электродвигателя к вентилятору должен быть надежным, простым в обслуживании и малопыльным. Конструкция вентиляторов должна быть маловибрационной, простой и надеж-

ной, а также устойчивой против поршневого знакопеременного пульсирующего действия движущихся по тоннелям поездов. Она должна обеспечивать разборность, а разбираемые узлы должны быть транспортабельными. Конструктивная схема вентилятора должна позволять экономично устанавливать его в подземной вентиляционной камере прямоугольного и круглого сечения с наименьшим аэродинамическим сопротивлением при условии совместной установки двух вентиляторов. Аэродинамический шум от работы вентиляторов должен быть наименьшим, так как воздухозаборные и вытяжные киоски вентиляционных шахт, как правило, располагаются среди жилых и административных зданий, для которых не допускается высокий уровень шума, а специальные шумоглушительные устройства требуют больших капитальных затрат.

Этим требованиям лучше всего отвечают осевые вентиляторы, которые применяются в отечественных метрополитенах, начиная с первой очереди Московского метрополитена.

Центробежные вентиляторы (по сравнению с осевыми) имеют более низкий уровень шума, однако по другим требованиям для условий метрополитена значительно уступают осевым вентиляторам.

Интенсивность шума вентилятора возрастает с увеличением его окружной скорости v и диаметра D (м), связанных между собой зависимостью [27]

$$v = \frac{3,14 D n}{60}, \quad \text{м/с.} \quad (1.VIII)$$

Поэтому для снижения интенсивности шума следует уменьшать скорость вращения вентилятора n , а для обеспечения заданного напора устраивать многоступенчатую схему рабочих колес (две ступени и более).

Работу вентилятора характеризуют кривые производительности, напора, к. п. д., скорости вращения и мощности. Совокупность этих кривых, связывающих зависимость их величин от производительности вентилятора, называется аэродинамической характеристикой вентилятора. Теория и расчет осевых вентиляторов изложены в специальной литературе [54, 55]. Значения же некоторых параметров [27], определяющих аэродинамическую характеристику и используемых при подборе вентиляторов, приведены ниже.

Вентилятором при работе развивается полное давление H , которое является разностью полных давлений потока за вентилятором и перед ним. Полное давление потока расходуется на преодоление аэродинамического сопротивления сети и на потери при выходе потока из вентилятора в сеть или атмосферу.

В простейшем потоке жидкости или газа различают внутреннее давление, т. е. давление одной частицы перемещаемой среды на другую или давление на параллельные потоку стенки

канала, называемое статическим давлением $P_{ст}$, давление, необходимое для сообщения покоящейся частице среды некоторой скорости v , называемое динамическим давлением P_d , и полное давление P , равное сумме статических и динамических давлений, т. е.

$$P = P_{ст} + P_d. \quad (2.VIII)$$

Динамическим давлением вентилятора H_d называется давление потока при выходе из вентилятора, определяемое по формуле

$$H_d = \frac{v^2 \gamma_{ro}}{2g}. \quad (3.VIII)$$

Статическое давление вентилятора $H_{ст}$ определяется как разность давлений потока статического за вентилятором и полного перед ним или разность полного H и динамического H_d давлений вентилятора [27], т. е.

$$H_{ст} = P_{ст2} - \left(P_{ст1} + \frac{v^2 \gamma_{ro}}{2g} \right) = H - \frac{v^2 \gamma_{ro}}{2g} = H - H_d, \text{ кгс/м}^2. \quad (4.VIII)$$

Аэродинамическая характеристика вентилятора может строиться в безразмерных и размерных координатах. Безразмерные характеристики в отличие от размерных (индивидуальных) позволяют при подборе вентиляторов данной серии с различными диаметрами колес и скоростью вращения пользоваться одной характеристикой, отражающей все свойства рассматриваемой серии. Безразмерные параметры характеристики вентиляторов (осевых и центробежных) определяются по общепринятому методу ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского [27, 54].

Отвлеченная производительность вентилятора определяется по формуле

$$\bar{L} = \frac{L}{F_2 U_2}. \quad (5.VIII)$$

Отвлеченное полное и статическое давления определяются по формулам:

$$\bar{H} = \frac{H}{\rho U_2^3}; \quad \bar{H}_{ст} = \frac{H_{ст}}{\rho U_2^3}. \quad (6.VIII)$$

Отвлеченная потребляемая мощность определяется по формуле

$$\bar{N} = \frac{102N}{\rho U_2^2 F_2}. \quad (7.VIII)$$

К. п. д. определяется по формулам:
для полного напора

$$\eta = \frac{\bar{L}H}{\bar{N}} = \frac{LH}{102N}; \quad (8.VIII)$$

для статического напора

$$\eta_{ст} = \frac{\bar{L}H_{ст}}{\bar{N}} = \frac{LH_{ст}}{102N}. \quad (8a.VIII)$$

Индивидуальная характеристика при любых D_2 и n может быть получена из безразмерной при помощи следующих соотношений:

$$L = \bar{L} \kappa_L; \quad (9.VIII)$$

$$\kappa_L = F_2 \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{\pi D_2}{4} \cdot \frac{\pi D_2 n}{60} = 4,1 \cdot 10^{-2} D_2^2 n; \quad (10.VIII)$$

$$H = \bar{H} \kappa_H; \quad (11.VIII)$$

$$\kappa_H = \rho \left(\frac{\pi D_2 n}{60} \right)^2 = 2,7 \cdot 10^{-3} \rho D_2^2 n^2; \quad (12.VIII)$$

$$N = \bar{N} \kappa_N; \quad (13.VIII)$$

$$\kappa_N = \rho \left(\frac{\pi D_2 n}{60} \right)^3 \frac{\pi D_2^2}{H \cdot 102} = 1,1 \cdot 10^{-6} \rho D_2^5 n^3, \quad (14.VIII)$$

где L — расход воздуха, м³/с; H и $H_{ст}$ — соответственно полный и статический напор вентилятора, кгс/см²; N — мощность на валу вентилятора, кВт; F_2 — площадь колеса, м²; D_2 — диаметр колеса по внешним кромкам, м; η и $\eta_{ст}$ — к. п. д. вентилятора соответственно для полного и статического напора; U_2 — окружная скорость вращения колеса при D_2 , м/с; n — частота вращения колеса, об/мин; $\gamma_{в0}$ — удельный вес перемещаемого воздуха, кгс/м³; $\rho = \gamma_{в0}/g$ — плотность воздуха, кгс·с²/м⁴.

Потребляемая мощность на валу электродвигателя вентилятора определяется по формуле

$$N = \frac{1,1 L H}{3600 \cdot 102 \eta_v \eta_n}, \quad \text{кВт}, \quad (15.VIII)$$

где L — производительность вентилятора, м³/ч; H — напор вентилятора, кгс/м²; η_v — к. п. д. вентилятора; η_n — к. п. д. передачи (при непосредственной посадке колеса вентилятора на вал электродвигателя $\eta_n = 1$; при посадке на собственный вал, соединенный с валом электродвигателя эластичной муфтой, $\eta_n = 0,95$; при клиноременной передаче $\eta_n = 0,9$; при плоскоременной передаче $\eta_n = 0,85$).

Значения H и η должны приниматься однообразно или для полного или для статического напора.

С изменением скорости вращения вентилятора n_1 , диаметра его колеса D_1 и удельного веса воздуха $\gamma_{в0 1}$ меняются как количество подаваемого воздуха и давление, так и потребляемая мощность N на валу вентилятора.

Если заданы величины L_1 , H_1 и N_1 при скорости вращения n_1 , диаметре колеса D_1 и удельном весе воздуха $\gamma_{в0 1}$, то для пересчета аэродинамической характеристики вентилятора при других $n_2 D_2$ и $\gamma_{в0 2}$ применяются формулы, приведенные в табл. 1.VIII.

Таблица 1.VIII

Пересчет по $\gamma_{в0}$	Пересчет по n	Пересчет по D	Пересчет по $\gamma_{в0}$ и D
$L_2 = L_1$	$L_2 = L_1 \frac{n_2}{n_1}$	$L_2 = L_1 \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3$	$L_2 = L_1 \frac{n_2}{n_1} \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3$
$H_2 = H_1 \frac{\gamma_{в02}}{\gamma_{в01}}$	$H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$	$H_2 = H_1 \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2$	$H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \times$ $\times \frac{\gamma_{в02}}{\gamma_{в01}} \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2$
$N_2 = N_1 \frac{\gamma_{в02}}{\gamma_{в01}}$	$N_2 = N_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$	$N_2 = N_1 \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5$	$N_2 = N_1 \frac{\gamma_{в02}}{\gamma_{в01}} \times$ $\times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5$
$\eta_2 = \eta_1$	$\eta_2 = \eta_1$	$\eta_2 = \eta_1$	$\eta_2 = \eta_1$

При этом следует иметь в виду, что, как правило, аэродинамические характеристики вентиляторов строятся при стандартных условиях: температуре $t = +20^\circ \text{C}$; удельном весе $\gamma_{в0} = 1,2 \text{ кгс/м}^3$, барометрическом давлении $p = 760 \text{ мм рт. ст.}$ и относительной влажности $\phi = 50\%$.

В отечественных метрополитенах все осевые вентиляторы разрабатывались по аэродинамическим схемам ЦАГИ им. К. Е. Жуковского. В этих вентиляторах применяются поворотные лопасти рабочего колеса с подвижным креплением, устанавливаемые на определенный угол в каждой установке, для получения заданной характеристики установки при постоянной скорости вращения вентилятора.

Для повышения к. п. д. вентилятора перед рабочими колесами и после них на вентиляторах устанавливаются направляющие и спрямляющие аппараты.

На первой очереди Московского метрополитена были применены двухступенчатые вентиляторы диаметром рабочего колеса $D = 1900 \text{ мм}$, с поворотными лопастями рабочих колес и направляющими аппаратами, со скоростью вращения 452 об/мин . Эти вентиляторы до настоящего времени эксплуатируются. На второй и третьей очередях строительства Московского метрополитена были применены одноступенчатые вентиляторы, развивающие статический напор до 30 кгс/м^2 , $D = 2500 \text{ мм}$, со скоростью вращения 359 об/мин . Вентиляторы соединены редуктором с электродвигателем, имеющим скорость вращения 720 об/мин .

При необходимости увеличения статического напора до 60 кг/м^2 (при применении их в вентиляционных камерах глубокого заложения) они устанавливались вдвое, последовательно колесо

к колесу и с двигателями, расположенными в разные стороны. В этом случае между колесами на кожухе располагались направляющие аппараты.

Учитывая ряд аэродинамических и конструктивных недостатков вентиляторов, работающих на первой, второй и третьей оче-

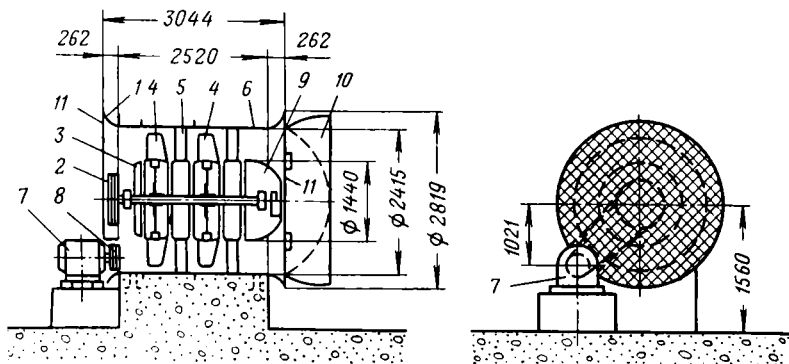


Рис. 1.VIII. Конструкция осевого двухступенчатого вентилятора типа ЦАГИ для метрополитена (рабочее колесо диаметром $D = 2400$ мм с лопатками типа К-06):

1 — коллектор; 2 — шкив вентилятора с клиноременной передачей; 3 — обтекатель на входе; 4 — рабочее колесо; 5 — направляющий аппарат; 6 — кожух; 7 — приводной электродвигатель; 8 — шкив электродвигателя; 9 — обтекатель на выходе; 10 — створки клапана с ручным приводом, перекрывающим сечение вентилятора; 11 — сетчатое ограждение; 12 — спрямляющий аппарат

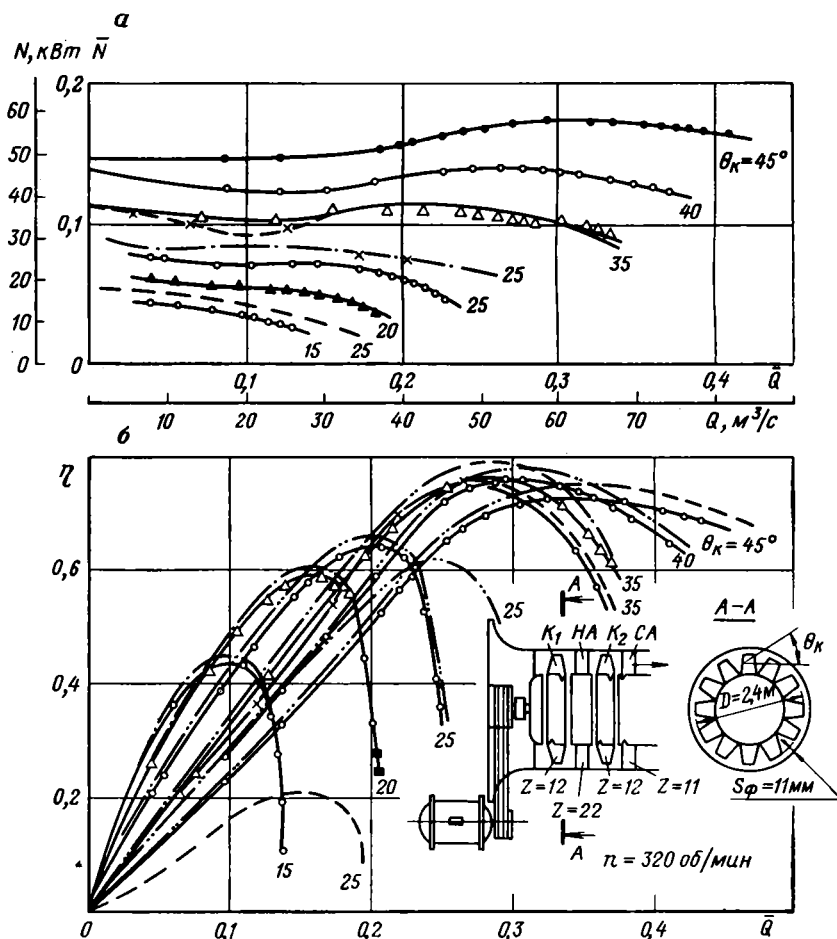
редях строительства Московского метрополитена, выявившихся в результате их эксплуатации, на четвертой очереди строительства Московского метрополитена и первой очереди строительства Ленинградского метрополитена были применены одноступенчатые осевые вентиляторы с направляющим аппаратом диаметром 2000 мм, с лопатками рабочего колеса типа У-2, выходным диффузором и цилиндром в нем, с одинаковой скоростью вращения рабочего колеса и электродвигателя, равной 580 об/мин.

Электродвигатель соединяется на одной оси с вентилятором.

Вентилятор оснащен электротормозом, удерживающим при отключенном электродвигателе вал вентилятора от вращения, вызываемого поршневым действием движущихся поездов. В этом вентиляторе, наряду с целым рядом аэродинамических и конструктивных преимуществ по сравнению с предыдущими вентиляторами (высокий к. п. д., одноступенчатость, простота конструкции и привода, наличие электротормоза, компактность и др.), обнаружены существенные недостатки: высокая интенсивность шума в связи с большей скоростью вращения рабочего колеса, недостаточность статического напора при большой производительности и резкое падение производительности при работе на реверсе.

Поэтому, начиная с пятой очереди строительства Московского метрополитена, Московский, Ленинградский, Киевский, Тбилисский и Бакинский метрополитены оснащались другим типом вентилятора, разработанным Метрогипротрансом. Это — осевой двухступенчатый вентилятор со спрямляющими и направляющими аппаратами, с диаметром рабочего колеса $D = 2400$ мм. Лопатки рабочего колеса типа К-06, скорость вращения 320 об/мин. Вентилятор соединен текстропной передачей с электродвигателем.

На кожухе вентилятора закреплены входной и выходной коллекторы. На выходном коллекторе укреплены створки, позволяющие при выполнении ремонтных работ вручную перекрывать сечение вентилятора. Вентилятор оснащен электротормозом. Конструкция вентилятора приведена на рис. 1.VIII, аэродинамическая характеристика по полным напорам на рис. 2.VIII.



Вентилятор имеет подвижные поворотные лопатки рабочего колеса, разворачивающиеся на углы от 15 до 45°, что позволяет значительно изменять характеристику вентилятора в зависимости от заданных условий его работы для каждого конкретного случая.

По напору и расходам вентилятор удовлетворял всем необходимым требованиям: интенсивность шума в нем значительно ниже, чем во всех предыдущих типах вентиляторов, а производительность при работе на реверс увеличилась до 40—60%. Реверсирование этого вентилятора выполняется при условии изменения направления вращения колес, осуществляемого дистанционно, и поворотом лопаток рабочих колес на угол $180 + 20$ °, вручную. Для выравнивания седловины характеристики вентилятора в его кожухе расположен сепаратор.

Если необходимо работать при большой производительности (в пределах 180 000—240 000 м³/ч), для повышения статического давления вместо выходного коллектора на кожух вентилятора ставится диффузор.

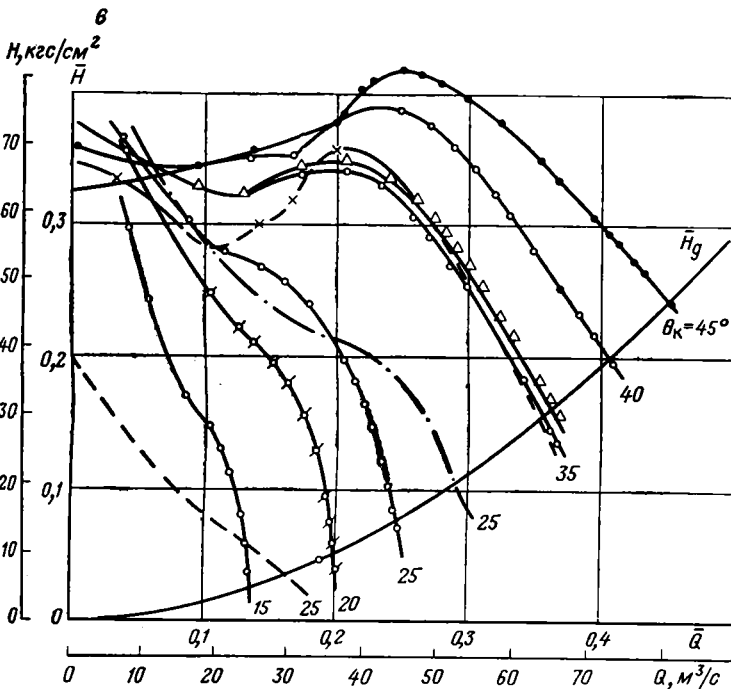


Рис. 2.VIII. Аэродинамическая характеристика осевого двухступенчатого вентилятора типа ЦАГИ для метрополитена (рабочее колесо диаметром $D = 2400$ мм с лопатками типа К-06):

а — кривые мощности N ; б — кривые η ; в — кривые $Q-H$

При использовании вентилятора для большой производительности (более $180\,000\text{ м}^3/\text{ч}$) его производительность на реверсивном ходу резко снижается (до 30—40%). Поэтому в случаях установки диффузора реверсирования осуществляется обводным каналом, сооружаемым при вентиляционной камере и позволяющим сохранить неизменным как направление подачи воздуха вентилятором, так и его производительность в любое время года.

Значительное развитие метрополитена в ряде городов Советского Союза и повышение требований к упрощению эксплуатации оборудования вызвали необходимость дальнейшего совершенствования аэродинамической схемы и конструкции основного вентилятора тоннельной вентиляции.

При многих положительных качествах вышеописанного вентилятора с диаметром рабочего колеса $D = 2400\text{ мм}$ по сравнению с предыдущими конструкциями в процессе эксплуатации выявились его следующие недостатки:

низкий к. п. д. при работе на реверсировании; необходимо устраивать обводные каналы в вентиляционной камере при производительности вентилятора более $180\,000\text{ м}^3/\text{ч}$;

необходимость трудоемкой и сложной перестановки вручную лопаток каждого колеса при переводе работы вентилятора на реверсивный и прямой ход; эта операция ввиду ее сложности, как правило, требует длительной остановки вентилятора;

невозможность дистанционно перекрывать проходное сечение установленного вентилятора, что приводит к резкому снижению производительности параллельно установленного вентилятора, так как в этом случае он будет работать через остановленный вентилятор, как через шунт.

Следует иметь в виду, что во всех конструкциях вентиляторов тоннельной вентиляции при строительстве линий использовались наиболее совершенные схемы, разработанные ЦАГИ для шахтных вентиляторов. Однако эти аэродинамические схемы не полностью отвечали специфическому режиму работы вентиляторов в условиях реверса главным образом из-за низкого к. п. д. при работе около 50% годового времени на реверсе. Поэтому ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского по заданию Метрогипротранса была разработана новая аэродинамическая схема вентилятора типа ВОМД-24 для реверсивной вентиляции метрополитена, а Метрогипротрансом совместно с конструкторским бюро Артемовского машиностроительного завода — его конструкция.

Вентилятор ВОМД-24 прошел аэродинамические и ходовые испытания и в настоящее время на Артемовском машиностроительном заводе налажено его серийное производство для установки в системах тоннельной вентиляции метрополитенов, транспортных тоннелей и других сооружений.

Новый вентилятор ВОМД-24 (осевой двухступенчатый реверсивный, диаметр рабочих колес $D = 2400\text{ мм}$) с одним направляющим и одним спрямляющим аппаратами имеет оптимальную

скорость вращения $n = 320$ об/мин и соединен с электродвигателем текстурной передачей. Он разработан по схеме ЦАГИ М-103

$$K_1 + HA + K_2 + CA,$$

где K_1 и K_2 — соответственно рабочие колеса первой и второй ступени с числом лопаток $z = 10$; HA и CA — соответственно направляющий и спрямляющий аппараты с числом поворотных лопаток $z = 14$.

Поворотные, но не постоянно закрепляемые лопатки рабочих колес позволяют производить большие изменения характеристики вентилятора. Возможный угол поворота лопаток рабочих колес составляет $15—45^\circ$. Это позволяет использовать вентилятор в экономичном режиме с производительностью при прямом ходе от 70 000 до 250 000 м³/ч. Направление потока воздуха при прямом ходе — со стороны электродвигателя на вентилятор, при реверсивном — обратное.

При реверсировании вентилятор обеспечивает производительность, составляющую около 80% максимальной производительности. Реверсирование вентилятора осуществляется изменением направления вращения рабочих колес и поворотом лопаток спрямляющего и направляющего аппаратов при неизменном угле поворота лопаток рабочих колес. Поворот лопаток спрямляющего и направляющего аппаратов может осуществляться от дистанционного и местного управления электроприводами аппаратов через приводные редукторы с сервомотором РБ-100 или вручную. Пуск, останов и реверсирование вентилятора предусмотрены от дистанционного и местного управления.

Лопатки спрямляющего и направляющего аппаратов своими приводами разворачиваются в три положения: положение прямого хода, реверсивного хода и среднее положение, при остановке вентилятора. При среднем положении лопатки спрямляющего и направляющего аппаратов почти полностью перекрывают проходное сечение вентилятора (т. е. выполняют роль заслонки).

Вентилятор оснащен электрическим тормозом, предотвращающим его самопроизвольное вращение (в дополнение к направляющему и спрямляющему аппаратам, выполняющим роль заслонок) от поршневого действия движущихся поездов или воздушных потоков, возникающих от действия гравитационных сил в условиях, когда вентилятор отключен от работы.

На вентиляторе установлен командоаппарат, автоматически переключающий положение направляющего и спрямляющего аппаратов в зависимости от заданных режимов работы вентилятора, прямой ход, реверсивный ход и останов.

Техническая характеристика вентилятора ВОМД-24

Производительность, м ³ /ч:	
при прямом ходе	70 000—250 000
при реверсивном ходе	60 000—200 000

Давление полное, кгс/м ² :	
при прямом ходе	80—20
при реверсивном ходе	45—15
К. п. д. полный максимальный, %	84
Частота вращения рабочих колес, об/мин	320
Установленная мощность электродвигателя, кВт	22—75
Масса вентилятора (без электродвигателя), кг	10 500
Завод-изготовитель	Артемовский машинострои- тельный

В поставку вентилятора ВОМД-24 входит комплект вентилятора, электродвигатель, шкивы на вентилятор и электродвигатель, тросопные ремни, салазки для электродвигателя, диффузоры (при необходимости), ручная таль грузоподъемной силой $P = 2$ т.

Конструкция вентилятора приведена на рис. 3.VIII.

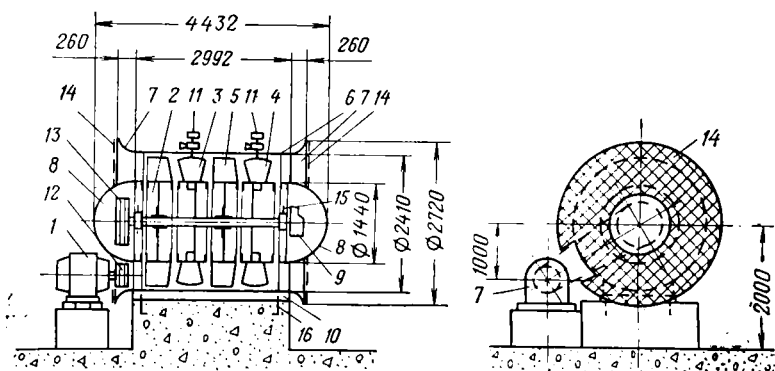


Рис. 3.VIII. Конструкция осевого двухступенчатого вентилятора ВОМД-24 для метрополитена с дистанционным управлением (рабочее колесо диаметром $D = 2400$ мм и коллекторами):

1 — приводной электродвигатель; 2 — ротор вентилятора; 3 — направляющий аппарат-заслонка; 4 — спрямляющий аппарат-заслонка; 5 — рабочее колесо; 6 — кожух; 7 — коллектор; 8 — кок; 9 — электротормоз; 10 — рама; 11 — приводной редуктор с сервомотором РБ-100 и командоаппаратом; 12 — шкив электродвигателя; 13 — шкив вентилятора; 14 — защитная сетка; 15 — электротермометр подшипников; 16 — анкерные болты

При установке вентилятора на производительность $L \leq 180\,000$ м³/ч он снабжается входным и выходным коллекторами (рис. 3.VIII), а при установке на производительность $L > 180\,000$ м³/ч, а в особенности в пределах 200 000—250 000 м³/ч, рекомендуется вместо коллекторов на вентиляторе устанавливать диффузоры (рис. 4.VIII), которые при указании в заказе также поставляются заводом-изготовителем. Применение диффузоров увеличивает составляющую статического напора за счет уменьшения составляющей динамического напора при сохранении практически неизменного полного напора.

В случае необходимости работы вентилятора в основных режимах (теплого и холодного периодов года) только на прямом ходе при производительности 200 000—250 000 м³/ч он должен осна-

щаться только одним входным коллектором и одним выходным диффузором.

Прочность вентилятора рассчитана на его работу при частоте вращения до 500 об/мин с соответствующей увеличенной производительностью и напором.

Для осмотра и ремонта лопаток рабочих колес, а также спрямляющего и направляющего аппаратов в кожухе вентилятора предусмотрены соответствующие люки.

В зависимости от требуемой в конкретной установке характеристики работы вентилятора и его расположения при заказе вентилятора заводу-поставщику указывается необходимый угол установки лопаток рабочих колес, длина текстурных ремней ($l = 5600$ мм или $l = 4500$ мм), а также положение смотровых люков на кожухе и приводных редукторов с сервомоторами спрям-

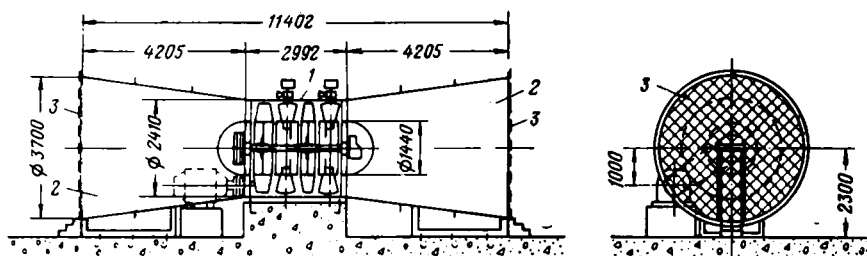


Рис. 4.VIII. Конструкция осевого двухступенчатого вентилятора ВМД-24 для метрополитена (рабочее колесо диаметром $D = 2400$ мм) с дистанционным управлением и диффузорами:

1 — вентилятор (см. рис. 3.VIII); 2 — диффузор; 3 — ограждающая сетка

ляющего и направляющего аппаратов на основании таблицы опросного листа завода, приведенной в приложении 4. В заказе также необходимо указать положение приводного электродвигателя, если смотреть со стороны рабочего колеса I ступени (справа или слева вентилятора). Тип электродвигателя к вентилятору заказывается в зависимости от потребляемой им мощности, соответствующей углу установки лопаток рабочих колес (табл. 2.VIII).

Таблица 2.VIII

Угол установки лопаток рабочих колес, градусы	Мощность электродвигателя, кВт	Тип электродвигателя	Скорость вращения вала двигателя, об/мин	Напряжение, В
15	22	АОП2-81-8	750	380/220
20; 25	30	АОП2-82-8	750	380/220
30; 35	40	АОП2-91-8	750	380/220
35; 40	55	АОП2-92-8	750	380/220
45	75	А101-8	750	380/220

Аэродинамическая характеристика вентилятора ВОМД-24 с коллекторами приведена на рис. 5.VIII, а с диффузорами — на рис. 6.VIII.

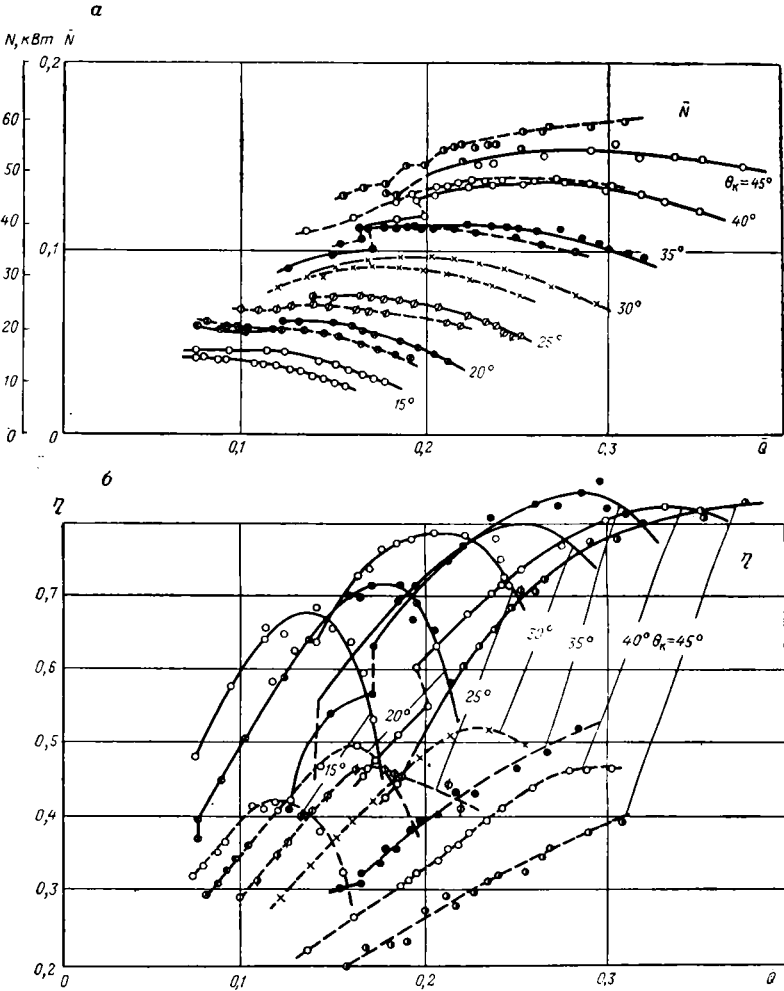


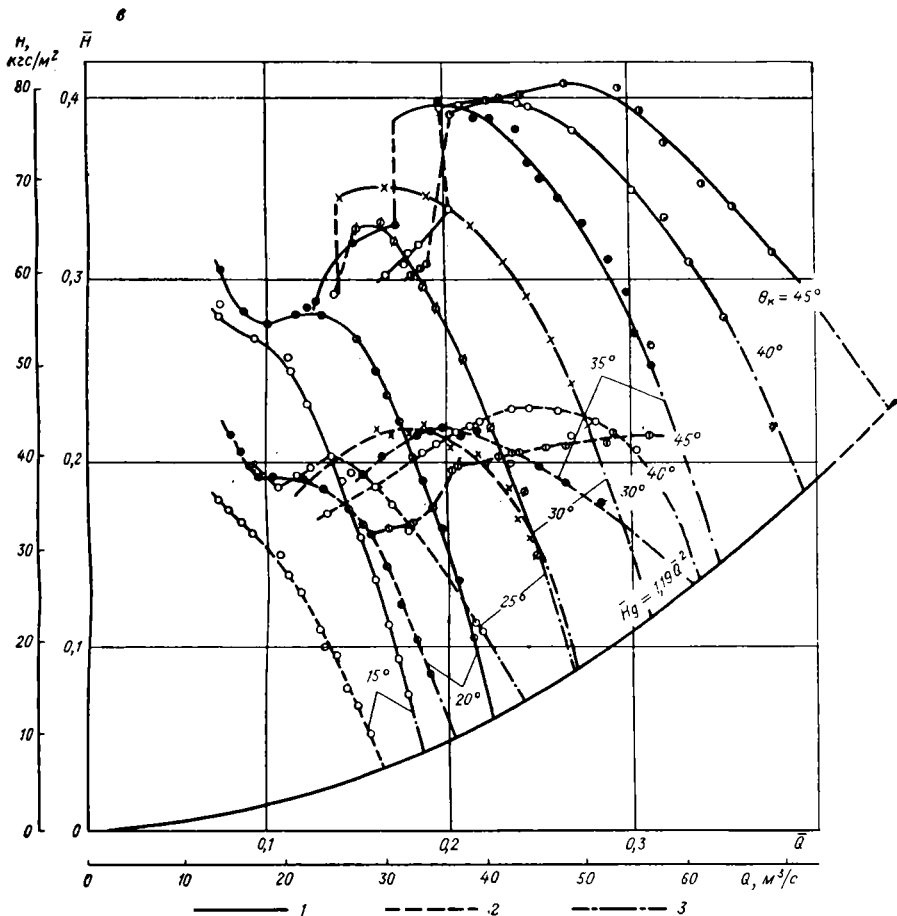
Рис. 5.VIII. Аэродинамическая характеристика вентилятора ВОМД-24
 определения мощности электродвигателя ее значение из харак
 1, 2 — соответственно прямой и реверсивный ходы; 3 — экстраполяция; а —
 лопаток ра

Аэродинамические характеристики построены по полному напору на основании данных испытаний на стенде головного экземпляра серийной партии вентиляторов.

Потребляемую мощность электродвигателя, исходя из данных,

полученных по приведенным выше характеристикам, следует определять по формуле

$$N_{эл} = \frac{N}{\eta_T \eta_{мех}} \cdot \frac{\gamma_{во 2}}{\gamma_{во 1}} = 0,945N \cdot \gamma_{во 2}, \text{ кВт}, \quad (16.VIII)$$



с коллекторами ($D = 2,4 \text{ м}$; $n = 320 \text{ об/мин}$; $\rho = 0,122 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$); при характеристике N следует пересчитывать по формуле 16.VIII:

кривые мощности N ; б — кривые к. п. д.; в — кривые $Q-H$; θ_k — угол поворота болич колес

где N — мощность на валу электродвигателя, определяемая по характеристике (см. рис. 5.VIII и 6.VIII), кВт; η_T — к. п. д. текстурной (клиноременной) передачи ($\eta_T = 0,93$); $\eta_{мех}$ — к. п. д. роликовых подшипников вентилятора (в среднем для всех

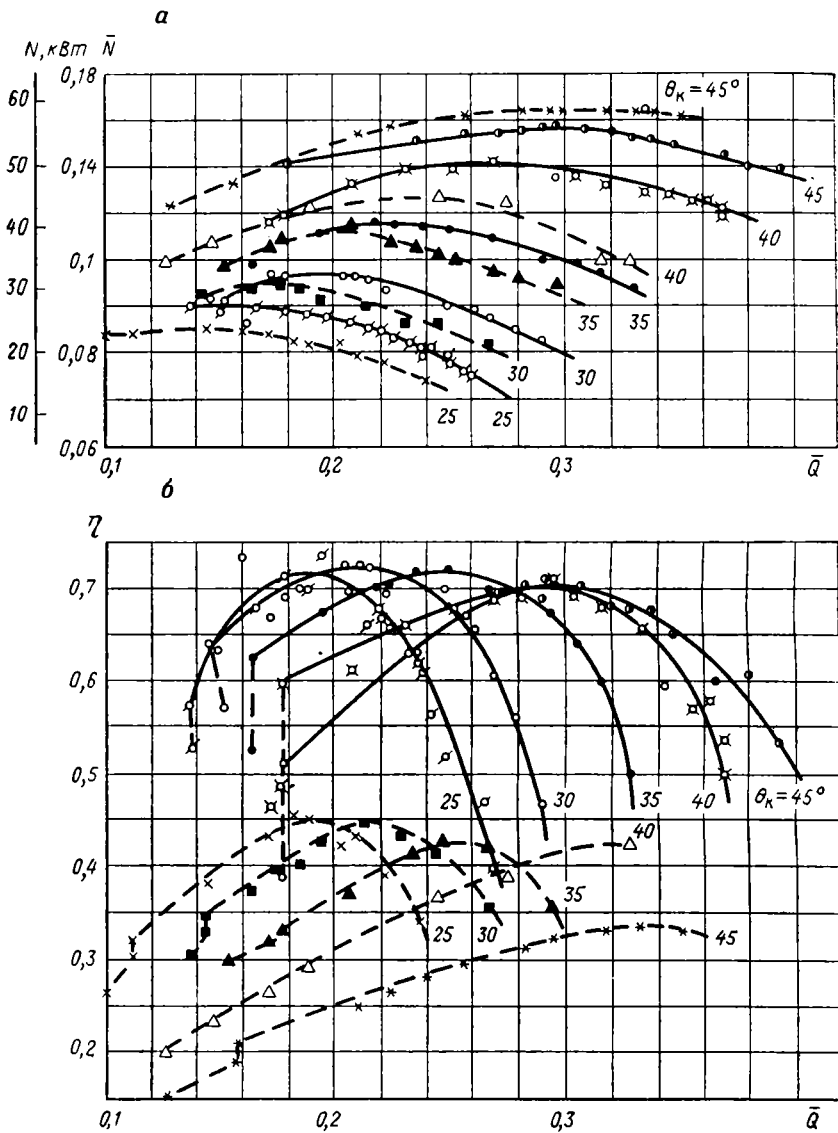
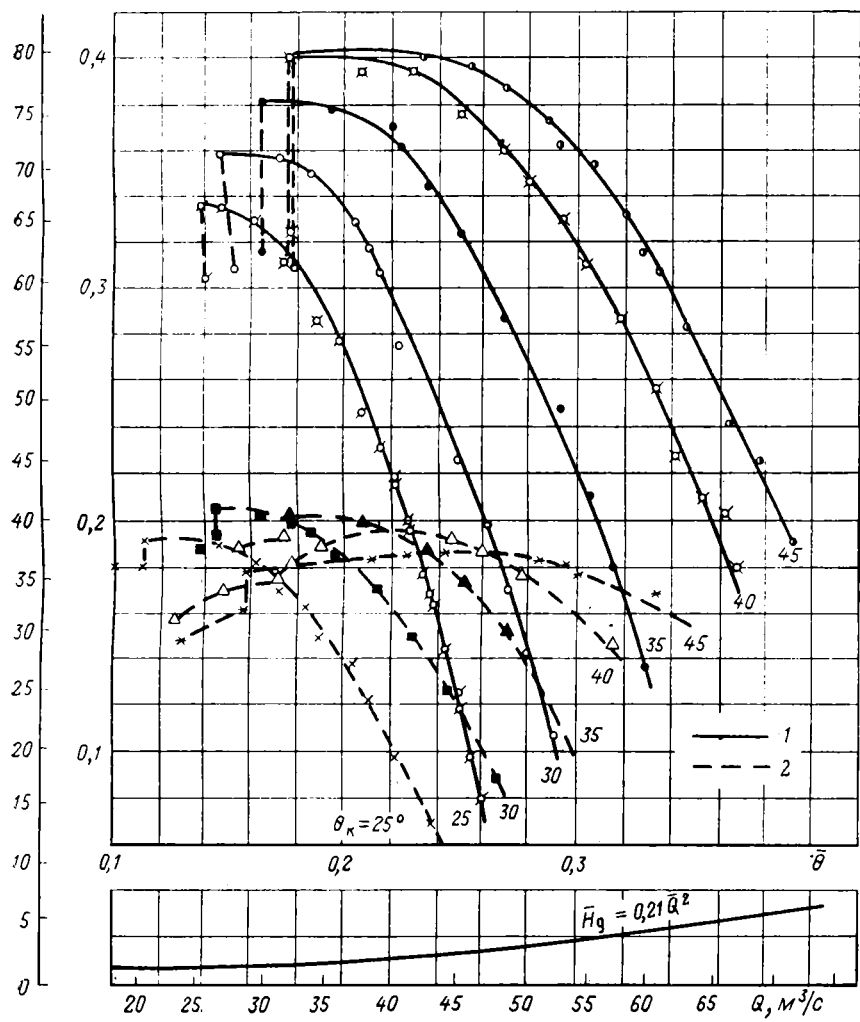


Рис. 6.VIII. Аэродинамическая характеристика вентилятора ВМД-24 из характеристики N следует
 $1, z, a, б, в, \theta_k$ — то же.

θ
 $H, \text{кгс/м}^2 \bar{H}$



с диффузорами (при определении мощности электродвигателя ее значение пересчитывать по формуле 16.VIII):
 что и на рис. 5.VIII

мощностей $\eta_{\text{мех}} = 0,97$); $\gamma_{\text{во}1}$ — объемный вес воздуха при $t = 20^\circ \text{C}$, $\phi = 50\%$ и $P_6 = 760$ мм рт. ст. (по этому объемному весу составлены аэродинамические характеристики $\gamma_{\text{во}1} = 1,179$), кг/м^3 ; $\gamma_{\text{во}2}$ — плотность воздуха, при котором будут работать вентиляторы в холодный период года, кг/м^3 .

Значения η_i и $\eta_{\text{мех}}$ приведены по данным испытания и учтены при составлении аэродинамических характеристик.

Учитывая несовершенство устройств для перевода динамического напора вентилятора в статический, в условиях конструкций вентиляционных камер метрополитена следует иметь в виду, что расчетный напор вентилятора H_p , который следует учитывать для преодоления аэродинамических сопротивлений системы, составляет

$$H_p \approx H - 0,6H_g, \text{ кгс/м}^2, \quad (17.VIII)$$

где H и H_g — соответственно полный и динамический напоры, развиваемые вентилятором по данным аэродинамических характеристик, кгс/м^2 .

На конструкцию вентилятора ВОМД-24 группой авторов получено авторское свидетельство [78]. Кроме того, конструкция этого вентилятора запатентована в ряде зарубежных стран.

Вентиляторы ВОМД-24 работают в системах тоннельной вентиляции метрополитенов в Москве, Ленинграде, Киеве, Тбилиси и Баку и показали во всех режимах хорошую устойчивую и надежную работу.

При проектировании вентиляционных установок с вентиляторами ВОМД-24 следует иметь в виду целесообразность его монтажа в собранном на заводе виде. Однако конструкция вентилятора допускает и разборку на отдельные узлы со сборкой на месте монтажа.

Габарит наибольшего разбираемого узла составляет $d = 2,4$ м и $l = 3,5$ м, а масса — 2932 кг.

Монтаж, эксплуатацию и демонтаж вентилятора нужно выполнять в соответствии с паспортом и инструкцией, выпускаемыми заводом-изготовителем.

Одна из перспективных схем осевого вентилятора, которая может быть применена в реверсивных системах тоннельной вентиляции, — это осевой вентилятор с двумя ступенями рабочих колес, вращающихся в разные стороны. Лопатки колес разные, специально профилированные. Каждое колесо должно иметь свой электропривод. Можно применить один общий привод, но со сложной передачей изменения направления вращения на второе колесо. Реверсирование такого вентилятора может осуществляться только изменением направления вращения без необходимости изменения угла поворота лопаток.

Производительность при реверсивном ходе в таком вентиляторе высокая и составляет около 80%.

На первый взгляд, такой вентилятор привлекает своей простотой перевода на реверсирование. Однако отсутствие опыта в оте-

чественном вентиляторостроении и эксплуатации по таким схемам вентиляторов не позволяет в настоящее время оценить полностью его положительные и отрицательные качества.

При высоком качестве гидроизоляции вентиляционных камер электродвигатели вентиляторов тоннельной вентиляции можно выбирать в обычном исполнении, но в качестве повышенной гарантии их необходимо защищать от непосредственного 'капежа.

Тридцатилетний опыт эксплуатации отечественных метрополитенов подтвердил возможность применения электродвигателей в обычном исполнении, так как электродвигатели, как правило, работают почти непрерывно и, создавая при работе вокруг себя теплую зону, исключают возможность отсырения их изоляции.

Передачу вращения наиболее целесообразно с аэродинамической и конструктивной точки зрения осуществлять непосредственно через эластичную муфту. Однако несовместимость целесообразной скорости вращения (300—350 об/мин) с имеющимися в серийных электродвигателях не позволяет это осуществить. Поэтому в качестве наиболее простого способа передачи вращения используется текстропная передача.

§ 2. Совместная работа вентиляторов

Работа при параллельном или последовательном включении нескольких вентиляторов в одну сеть называется совместной. Параллельное соединение нескольких вентиляторов применяется, когда один вентилятор не может обеспечить нужную производительность. При необходимости увеличения напора, развиваемого одним вентилятором, между собой последовательно соединяют несколько вентиляторов. В литературе подробно разбираются вопросы совместной работы как осевых, так и центробежных вен-

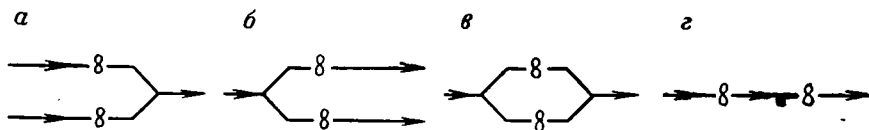


Рис. 7.VIII. Принципиальные схемы возможных соединений вентиляторов при их совместной работе:

а, б — параллельное соединение при работе на нагнетание и всасывание соответственно; *в* — параллельное соединение при работе на нагнетание и всасывание; *г* — последовательное соединение

тиляторов в различных режимах и условиях [16, 17, 24, 54, 55], поэтому здесь будут изложены вопросы, касающиеся условий, присущих только системам метрополитенов. Принципиальные схемы возможных соединений вентиляторов при параллельной работе показаны на рис. 7.VIII.

В метрополитенах широко применяется параллельная работа вентиляторов, вентиляционных установок, а также вентиляционных установок и поршневого действия поездов в одну сеть. Параллельная работа вентиляторов применяется почти в каждой вентиляционной установке тоннельной вентиляции.

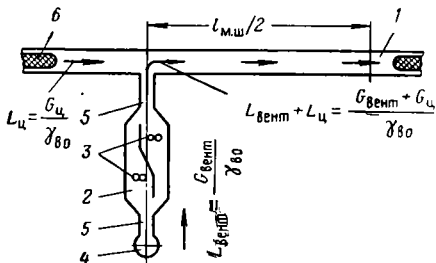


Рис. 8.VIII. Схема системы вентиляции тоннелей при параллельной работе вентиляторов и поршневого действия поездов:

1 — путевой перегонный тоннель; 2 — вентиляционная камера; 3 — вентилятор; 4 — шахта; 5 — вентиляционный тоннель; 6 — поезд

работы вентиляционных установок наиболее часто встречается тогда, когда две вентиляционные установки, обслуживающие разные линии метрополитена (близко расположенные или пересекающие друг друга), имеют один воздухозаборный ствол шахты. При работе на приток они будут параллельно соединены по всасыванию, а при работе на вытяжку — параллельно соединены по нагнетанию.

При движении поездов происходит параллельная работа вентиляционной установки, подающей или отсасывающей воздух, с поршневым действием поездов, перемещающих воздух на участке тоннеля $l_{м.ш}/2$ (рис. 8.VIII).

Последовательное соединение вентиляторов в одной камере в вентиляционных системах метрополитена встречается редко. К такому соединению в тоннельной вентиляции метрополитена можно отнести взаимную работу приточной и вытяжной вентиляционных систем.

Применение параллельного соединения для совместной работы нескольких вентиляторов в одной установке по сравнению с установкой одного вентилятора большей производительности в системах тоннельной вентиляции метрополитенов позволяет:

снизить мощность вентиляционного агрегата, что приводит к упрощению как конструкции вентилятора, так и пускового электрооборудования, а также улучшению транспортабельности вентилятора;

повысить надежность работы системы вентиляции, так как при выходе из строя одного из установленных агрегатов не прекращается работа системы вентиляции, а только снижается ее производительность;

улучшить эксплуатационные качества установки, так как обеспечивается возможность производства ремонта одного из агрегатов без прекращения работы вентиляции;

наиболее просто регулировать производительность путем отключения одного из вентиляционных агрегатов установки.

Параллельная работа вентиляторов возможна как при разной, так и при одинаковой их характеристике. Однако при разных типах вентиляторов, имеющих разные характеристики, только в определенной ее части получается суммирование производительности.

Поэтому параллельная работа вентиляторов с разными характеристиками встречается крайне редко, и, как правило, для параллельной работы следует применять совершенно одинаковые вентиляторы. Для устойчивости параллельного режима работы рекомендуется применять вентиляторы с круто падающей характеристикой.

Для вентиляторов, имеющих седлообразную характеристику, рекомендуется избирать точку совместной параллельной работы нескольких вентиляторов на правой стороне характеристики (дальше от седловины).

С увеличением сопротивления системы снижается эффективность параллельной работы вследствие того, что падает приращение производительности параллельно включенных вентиляторов. Поэтому при применении параллельного соединения рекомендуется снижать общее сопротивление системы тем больше, чем больше включено вентиляторов в параллельную работу.

Изложенные положения, регламентирующие условия включения в параллельную работу вентиляторов, можно оценить коэффициентом эффективности $m_{\text{пар}}$ параллельной работы

$$m_{\text{пар}} = \frac{L_{\text{совм}}}{n_{\text{в}} L_{\text{инд}}} \ll 1,$$

где $L_{\text{совм}}$ — суммарная производительность параллельно включенных вентиляторов; $L_{\text{инд}}$ — производительность отдельного вентилятора при индивидуальной работе в той же сети; $n_{\text{в}}$ — число параллельно работающих вентиляторов.

Следует стремиться, чтобы при параллельно включенных вентиляторах значение коэффициента находилось в пределах $0,65 \leq m_{\text{пар}} < 1$.

В вентиляционных установках тоннельной вентиляции метрополитена рекомендуется применять параллельную работу не более двух вентиляторов. Это объясняется тем, что с увеличением числа параллельно работающих вентиляторов требуется (для поддержания высокого коэффициента эффективности $m_{\text{пар}}$) снижение сопротивления сети, что уменьшает возможности максимального использования напора вентиляторов.

Кроме того, расположение в вентиляционных камерах для параллельной работы более двух вентиляторов значительно осложняет компоновку камер, ухудшает аэродинамическую схему установки и вызывает менее экономичное использование оборудования объемом камеры, что приводит к возрастанию капитальных затрат.

На рис. 9.VIII показано построение этой кривой сносками и точками $T-1$, $T-2$, $T-3$, $T-4$, $T-5$.

Характеристика поршневого действия движущихся поездов, перемещающих воздух по тоннелям в количестве $50 \text{ м}^3/\text{с}$, на графике изображается вертикальной прямой линией II , параллельной оси ординат, так как изображается характеристика объемных (поршневых) нагнетателей при $L = \text{const}$ и $H \rightarrow \infty$.

Совмещенную параллельную работу вентиляционной установки и поршневого действия поездов получаем на кривой $II_L + Y_L$ путем суммирования абсцисс кривой Y и прямой II .

При заданной характеристике путевого тоннеля от места примыкания к нему вентиляционной установки на длине $l_{\text{м.ш}}/2$, равной в данном примере $H = 0,00045L^2$, кгс/м², вычисляется и наносится с начала координат кривая характеристики сети C_2 . Пересечение этой кривой с кривой Y в точке III дает суммарные параметры работы установки с двумя вентиляторами при отсутствии движения поездов ($L = 126 \text{ м}^3/\text{с}$; $H = 7,2 \text{ кгс/м}^2$), а пересечение с кривой $II_L + Y$ в точке IV дает искомые параметры параллельной работы установки с поршневым действием движущихся поездов: $L_{\text{сум}} = (G_{\text{вент}} + G_{\text{ц}})/\gamma_{\text{во}} = 170 \text{ м}^3/\text{с}$; $H = 13 \text{ кгс/м}^2$.

При отсутствии движения поездов суммарную характеристику сети вентиляционной установки и путевого тоннеля можно изобразить пунктирной кривой $C'_1 + C'_2$, а точки пересечения ее с кривой $2(L-H)_L$ характеризует параметры работы установки.

Коэффициент эффективности параллельной работы двух вентиляторов для разобранного примера составит

$$m_{\text{пар}} = \frac{130}{2 \cdot 88} = 0,74, \text{ что } > 0,65.$$

При разработке проектов реверсивной системы вентиляции условия параллельной работы вентиляторов, а также вентиляционной установки и поршневого действия поездов в целях обеспечения заданного режима следует проверять как для прямого, так и для реверсивного хода вентиляторов.

Известна возможность многозначности режимов работы параллельно включенных вентиляторов [54], когда характеристики вентилятора пересекаются с рабочей характеристикой сети в нескольких точках.

Многозначность режимов, в особенности при изменении характеристики сети (что свойственно сетям метрополитена при условии периодического знакопеременного поршневого действия движущихся поездов), по мнению ряда авторов, может привести к явлениям помпажа с вытекающей из этого возможностью разрушения вентиляторов.

Многолетний опыт эксплуатации параллельно работающих вентиляторов отечественных метрополитенов не подтвердил эти опасения.

Наблюдающееся явление работы двух одинаковых параллельно включенных вентиляторов с разной производительностью, как правило, вызывается неодновременным их включением в параллельную работу. Это подтверждается рядом авторов [54] и на других установках. Для устранения этого явления вентиляционные установки рекомендуется оборудовать электроблокирующими устройствами, обеспечивающими при параллельной работе одновременное включение обоих вентиляторов.

§ 3. Конструкция и расчет форсуночных охладительных камер

Область и условия применения в системах тоннельной вентиляции форсуночных охладительных камер как адиабатического процесса увлажнения, так и политропического с подводом внешнего источника холода изложены в § 5 главы VI. Их следует располагать на продолжении вентиляционных камер со стороны нагнетания вентиляторов, работающих на приток в теплый период года.

Такое расположение форсуночных камер позволяет без установки сепараторов, создающих существенное (для применяемых осевых вентиляторов) дополнительное аэродинамическое сопротивление, оградить вентиляционные агрегаты и их электрооборудование от водяных капель, уносимых потоками воздуха. Пример такого расположения форсуночной камеры адиабатического увлажнения приведен на рис. 10а.VIII, а политропического процесса — с подводом внешнего источника холода на рис. 10б.VIII.

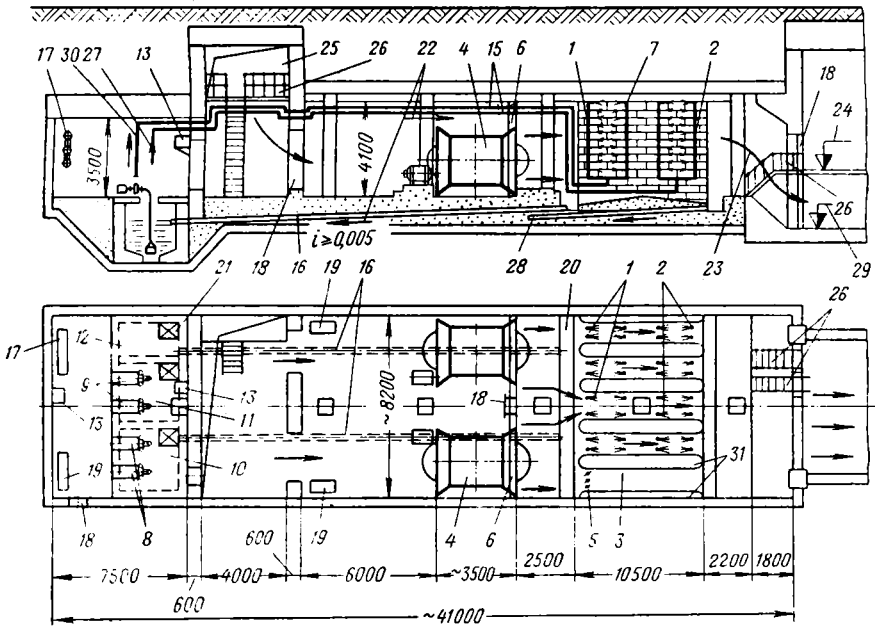
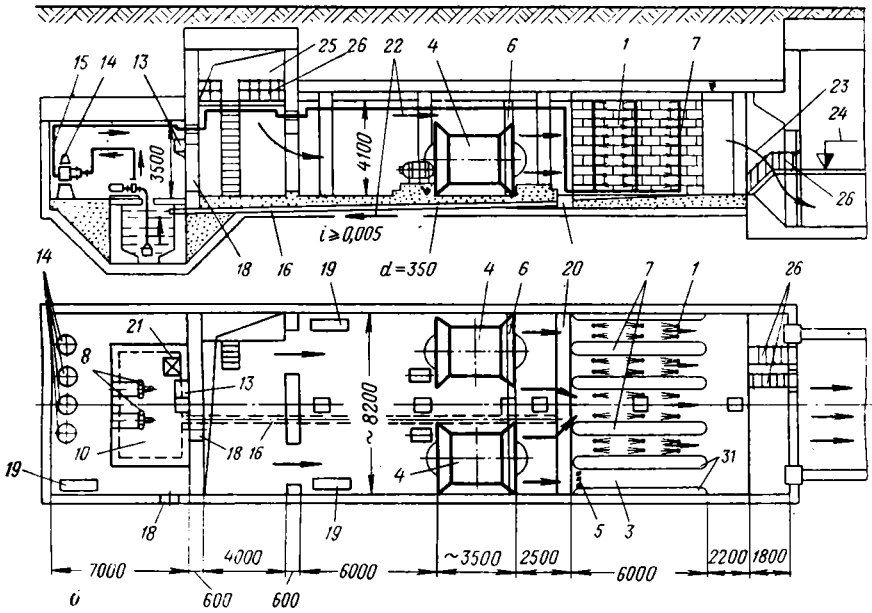
Для уменьшения размеров установки целесообразно форсуночную камеру совмещать с камерой пластинчатых глушителей шума, располагаемой между вентиляционной камерой и путевым или стационарным тоннелем метрополитена.

Водяная пленка незначительно снижает акустическую эффективность глушителей шума на средних и низких частотах.

Рис. 10.VIII. Расположение оборудования форсуночной камеры совместно с оборудованием приточной вентиляционной установки тоннельной вентиляции:

а — камера одноступенчатая адиабатического увлажнения; б — двухступенчатая камера политропического охлаждения; 1 — дождевое пространство форсуночной камеры I ступени, совмещенное с панельными глушителями шума из шумопоглощающих блоков; 2 — то же, II ступени; 3 — обводной канал — байпас в промежутке шумопоглощающих панелей; 4 — осевой вентилятор типа ВОМД-24 с электродвигателем; 5 — жалюзи байпаса; 6 — разделительная перегородка; 7 — форсуночные гребенки с форсуночными камерами; 8 — насосы I ступени; 9 — насосы II ступени; 10 — резервуар форсуночной камеры I ступени; 11 — резервуар артезианской воды; 12 — резервуар форсуночной камеры II ступени; 13 — бачок для залива насосов водой; 14 — водяные фильтры типа ВЗФ-65; 15 — трубопроводы напорные; 16 — трубопроводы самотечные; 17 — обеззараживающие установки (применяются, если качество артезианской воды не отвечает требованиям санитарных норм); 18 — дверные проемы; 19 — электросборки; 20 — сборный лоток; 21 — люк; 22 — направление движения воды; 23 — направление движения воздуха; 24 — уровень платформы станция; 25 — приточный вентиляционный канал от kiosка, расположенного на поверхности; 26 — площадка и лестница; 27 — от насосов II ступени; 28 — в резервуар форсуночной камеры II ступени; 29 — уровень лотка подплатформенного вентиляционного и кабельного тоннелей; 30 — от насосов I ступени; 31 — панельные глушители шума

α



Поэтому она практически не влияет на глушение шума, возникающего от работы вентиляторов и движения поездов метрополитена, у которых наибольшая мощность шума находится также в зонах этих частот.

В зависимости от расчетных условий форсуночные камеры устраиваются одноступенчатыми или двухступенчатыми с байпасом или без него, с числом рядов форсунок от 1 до 3, направлением выпуска воды из форсунок — против потока воздуха или

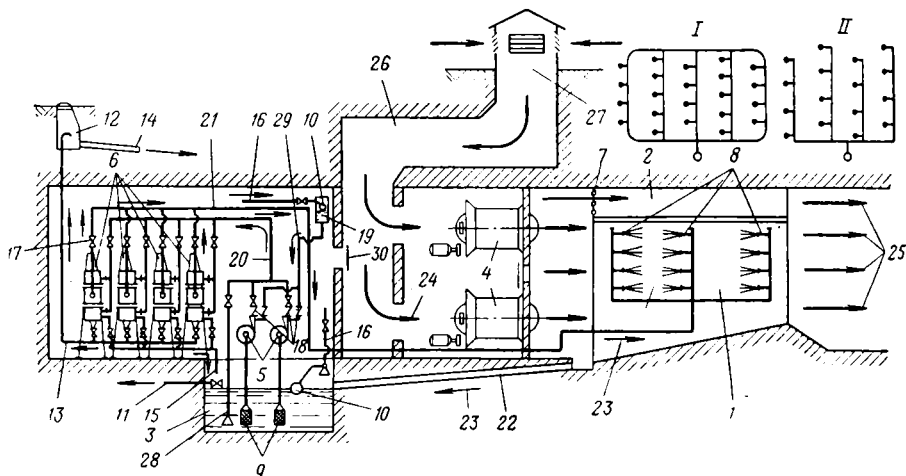


Рис. 11.VIII. Схема одноступенчатой форсуночной камеры адиабатического увлажнения, совмещенной с установкой тоннельной вентиляции в тоннелях метрополитена мелкого заложения:

1 — форсуночная камера; 2 — обводная линия (байпас); 3 — резервуар форсуночной камеры; 4 — приточные вентиляторы типа ВОВД-24 тоннельной вентиляции; 5 — циркуляционные насосы; 6 — водяные фильтры типа ВСФ-65; 7 — жалюзийные-многостворчатые клапаны; 8 — гребенки с форсунками; 9 — всасывающие сетки насосов; 10 — поплавковый водопроводный клапан; 11 — переливная труба в водоотливную систему метрополитена; 12 — приемный колодец; 13 — спускная шламовая труба от водяных фильтров; 14 — самотечный трубопровод в городской водосток; 15 — спускной трубопровод для опорожнения фильтров; 16 — ввод от городского водопровода или артезианской скважины; 17 — переключающие и отключающие задвижки и вентили; 18 — обратные клапаны; 19 — бачок для залива насосов водой; 20 — напорный трубопровод на фильтры; 21 — напорный трубопровод после фильтров; 22 — самотечная труба; 23 — направление движения воды; 24 — направление движения воздуха; 25 — направление движения воздуха на станцию или в перегонный тоннель; 26 — вентиляционный канал; 27 — приточный вентиляционный киоск; 28 — трубопровод с насадкой для взмучивания осадка в резервуаре; 29 — заливной трубопровод насосов; 30 — дверные проемы; I — кольцевая трубная гребенка форсуночной камеры; II — то же тупиковая

вдоль его, диаметром форсунок от 3,5 до 5,5 мм и плотностью их расположения в дождевом пространстве от 13 до 39 шт/м² в ряд.

Форсуночные камеры для адиабатического процесса выполняются одноступенчатыми (рис. 10a.VIII и 11.VIII), а для политропического процесса при наличии в качестве источника холода артезианской воды, имеющей достаточно низкую температуру ($t_{арт} = 8 \div 14^\circ \text{C}$) по сравнению с допустимой расчетной темпе-

ратурой воздуха в теплый период года на станциях метрополитенов южных районов СССР ($t_{ст} = 28 \div 30^\circ \text{C}$), как правило, — двухступенчатыми (рис. 10б.VIII и 12.VIII).

При определенных соотношениях между температурами артезианской воды и охлаждаемого воздуха может оказаться целесообразным применение одноступенчатой схемы охлаждения.

В этих случаях следует иметь в виду, что двухступенчатое охлаждение дает возможность более полного использования

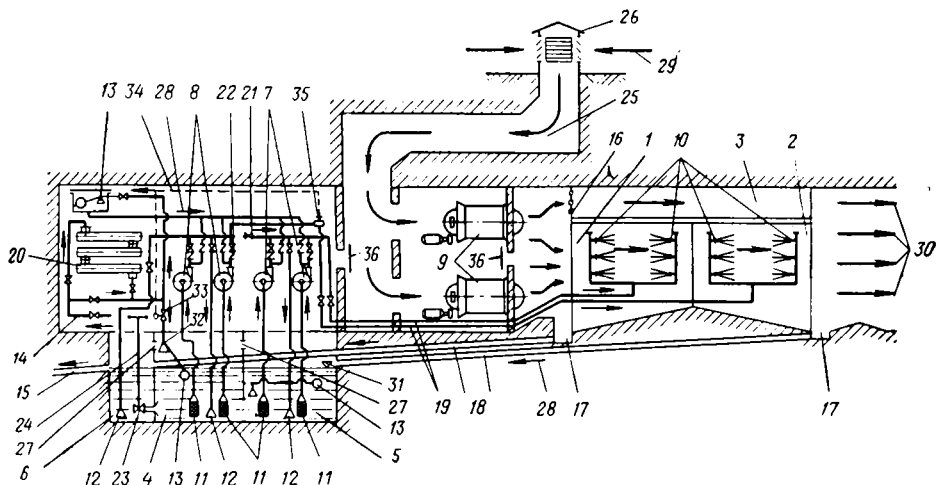


Рис. 12.VIII. Схема двухступенчатой форсуночной камеры (совмещенной с установкой тоннельной вентиляции в тоннелях мелкого заложения) с внешним источником охлаждения (артезианская вода):

1 — форсуночная камера I ступени; 2 — то же II ступени; 3 — обводный канал (байпас); 4 — резервуар артезианской воды; 5 — резервуар форсуночной камеры II ступени; 6 — то же, I ступени; 7 — насосы форсуночной камеры I ступени; 8 — то же, II ступени; 9 — приточные вентиляторы ВОМД-24 тоннельной вентиляции; 10 — гребенки с форсунками; 11 — всасывающие сетки с фильтрами; 12 — трубопровод с насадкой для взмучивания осадка в резервуарах; 13 — поплавковый клапан артезианской воды; 14 — ввод от артезианской скважины; 15 — сливная труба в водоотливную систему метрополитена; 16 — жалюзийные (многостворчатые) клапаны; 17 — приемные лотки форсуночных камер; 18 — самотечный трубопровод; 19 — напорный трубопровод; 20 — обеззараживающая установка с ультрафиолетовым облучением воды (применяется, если качество артезианской воды не отвечает требованиям санитарных норм); 21 — переключающие и отключающие задвижки и вентили; 22 — обратные клапаны; 23 — перепускной трубопровод с регулирующей задвижкой; 24 — удлиненный шток задвижки; 25 — приточный вентиляционный канал; 26 — вентиляционный козос тоннельной вентиляции; 27 — переливные отверстия в резервуарах; 28 — направление движения воды (применяется, если качество артезианской воды не отвечает требованиям санитарных норм); 29 — направление движения воздуха; 30 — направление движения воздуха на станцию или в перегонный тоннель; 31 — уровень воды в резервуарах; 32 — поступление артезианской воды в резервуар; 33 — регулируемая задвижка расхода артезианской воды; 34 — направление импульса регулирования; 35 — датчик температуры на регулирование; 36 — дверные проемы

теплоассимилирующей способности артезианской воды, что приводит к сокращению ее расхода, однако требует увеличенных размеров форсуночных камер, большего числа насосов, большего расхода электроэнергии и большей площади для размещения оборудования. В связи с этим выбор количества ступеней охлаждения должен быть обоснован технико-экономическим анализом.

При применении в качестве источника холода холодильных машин форсуночные камеры с политропическим процессом охлаждения могут также выполняться одноступенчатыми или двухступенчатыми в зависимости от вышеизложенных положений, связанных с технико-экономическими показателями. В этих форсуночных камерах, так же как и в форсуночных камерах, работающих по адиабатическому процессу, система подачи воды на форсунки рециркуляционная с постоянным объемом.

Для пополнения испаряющейся и уносимой воздушными потоками воды этих систем в количествах, определяемых формулами (37.VI) и (38.VI), предусматривается ее пополнение из внешних источников.

Следует отметить, что, как правило, применение холодильных машин в качестве источника холода для форсуночных камер тоннельной вентиляции метрополитена нецелесообразно и может иметь место в исключительных, особо обоснованных случаях.

При устройстве в форсуночных камерах байпаса регулирование параметров воздуха в месте его смещения (после прохода основной части воздуха через дождевое пространство, а остальной — через байпас) можно выполнять количественное. Тогда в байпасе следует устанавливать многостворчатые клапаны и ими регулировать количество воздуха, проходящего через байпас за счет параллельного аэродинамического сопротивления воздуху, создаваемого в дождевом пространстве, разбрызгиваемом водой.

Поддержание заданных параметров воздуха за форсуночной камерой можно осуществлять также путем регулирования количества разбрызгиваемой воды или полного ее отключения от части рядов форсунок в отдельных промежутках между панелями глушителей шума. В этом случае создавать самостоятельный байпас не следует.

Работа форсуночных камер в условиях метрополитена не требует сезонной регулировки воздуха, поэтому однажды выполненная регулировка на наиболее неблагоприятные условия теплого периода года многостворчатыми клапанами и байпаса (при его наличии) или количеством включенных рядов форсунок в промежутках между панелями глушителя шума (при отсутствии байпаса) является достаточной для системы тоннельной вентиляции.

В тех случаях, когда в форсуночных камерах применяется рециркуляционная система подачи воды на форсунки (форсуночные камеры политропического процесса охлаждения с применением холодильных машин и форсуночные камеры с адиабатическим процессом), она должна очищаться на специальных фильтрах от шлама, скапливающегося в воде вследствие постоянной промывки запыленного воздуха одним и тем же объемом воды.

У форсуночных камер на уровне лотка могут размещаться сборные резервуары, в которые самотеком поступает разбрызгиваемая форсунками вода. Резервуары перекрываются решетками и должны быть оборудованы переливными трубами, соединенными

с системой водоотлива тоннелей, а если представляется возможным — и спускными трубами.

На трубопроводах, подающих воду в резервуары от внешних источников водоснабжения, необходимо устанавливать поплавковые краны с целью исключения утечки воды через переливные трубы. Емкость каждого резервуара, из которого насосы откачивают воду, должна рассчитываться на 5—8-минутную работу насосов.

В системах рециркуляции воды в одноступенчатых форсуночных камерах, работающих по адиабатическому процессу (см. рис. 11.VIII), вода насосами засасывается из сборного резервуара форсуночной воды и подается для очистки на специальные водяные фильтры, а затем — на форсунки, после чего сливается в тот же резервуар.

В системах с применением артезианской воды в одноступенчатых форсуночных камерах, работающих по политропическому процессу, ее можно подавать непосредственно на форсунки, а из сборного резервуара выпускать самотеком в систему водоотлива метрополитена или насосами откачивать на поверхность в городской водосток. В случае недостаточного давления артезианской воды она для подачи на форсунки подкачивается повысительным насосом.

Такой способ неэкономичен, так как артезианская вода расходуется вне зависимости от необходимой глубины охлаждения. Более экономично подавать артезианскую воду в отдельный резервуар, располагаемый у форсуночной камеры. Насосами форсуночной камеры воду через смесительный трехходовой кран забирают как из резервуара артезианской воды, так и из резервуара форсуночной воды и подают на форсунки. Соотношение количества забираемой воды из этих резервуаров регулируется трехходовым смесительным краном по задаваемой температуре смеси воды. Избыточную воду в сборном резервуаре или переливают в систему водоотлива метрополитена, или отдельными насосами перекачивают на поверхность в городской водосток.

В таких же системах и форсуночных камерах с применением артезианской воды, но с двухступенчатым охлаждением воздуха (см. рис. 12.VIII) вода из артезианской системы подается в резервуар артезианской воды, в котором ее уровень поддерживается поплавковыми кранами. Смесь воды из этого резервуара и резервуара форсуночной камеры I ступени охлаждения дождевого пространства насосами подается на форсунки дождевого пространства II ступени. Из резервуара форсуночной камеры II ступени вода отдельными насосами забирается и подается на форсунки дождевого пространства I ступени и, изливаясь, поступает в резервуар этой ступени, откуда через перелив сливается в водоотливную систему метрополитена, а частично через перепускной трубопровод поступает на подмешивание к артезианской воде, подаваемой в форсуночную камеру I ступени.

В открытых системах с применением артезианской воды специальных водяных фильтров предусматривать не следует, но всасывающие патрубки насосов следует защищать сетчатыми фильтрами.

Насосы и водяные фильтры для форсуночной камеры можно располагать или непосредственно в вентиляционной камере между вентилятором и форсуночной камерой, или в отдельном помещении у форсуночной камеры, как показано на рис. 10.VIII, 11.VIII и 12.VIII.

Последнее решение имеет то преимущество, что предотвращает запыление насосного и фильтрового оборудования (особенно при большой запыленности воздуха в районе строительства метрополитена).

В тех редких случаях, когда для форсуночных камер полипропического процесса охлаждения необходимо применение холодильных машин и их расположение предусматривается под землей на уровне сооружения метрополитена, по условиям техники безопасности в качестве холодильного агента следует применять фреон. Возможно также располагать холодильную станцию на поверхности земли в районе близлежащих зданий. Тогда холодильным агентом может служить углекислый газ, аммиак и др., а в качестве конечного ассимилятора тепла — воздушная градирня. При этом, как известно, резко снижается количество воды, потребляемой из наружного источника водоснабжения.

Вместо форсуночных камер при адиабатическом процессе, как известно, можно применять дисперсный распыл воды с помощью диска (вращающегося со скоростью 10 000—30 000 об/мин), на который изливается вода в количестве, равном ее ассимиляции воздухом.

Такое решение исключает насосно-фильтровую систему и форсуночную камеру. Однако имеющиеся в настоящее время конструктивные трудности в осуществлении этого решения, а главное исключение весьма целесообразной промывки воздуха в дождевом пространстве, не позволяют применять его, что особенно важно для районов с большой концентрацией атмосферной пыли. При запыленности охлаждаемого наружного воздуха около 5 мг/м^3 и расходе циркуляционной воды в каждой ступени охлаждения более $150 \text{ м}^3/\text{ч}$ эффективная очистка рециркуляционной воды от скапливающегося в ней шлама представляет сложную задачу.

Использование для таких условий обычно применяемых в кондиционировании воздуха сетчатых фильтров на всасывающих патрубках насосов или бутылочных фильтров недостаточно. Поэтому следует предусматривать установку малогабаритных высокопроизводительных напорных самоочищающихся фильтров непрерывного действия, имеющих фильтрующий материал, позволяющий применять высокую скорость фильтрации, не ухудшая степень очистки воды. Этим условиям отвечают современные

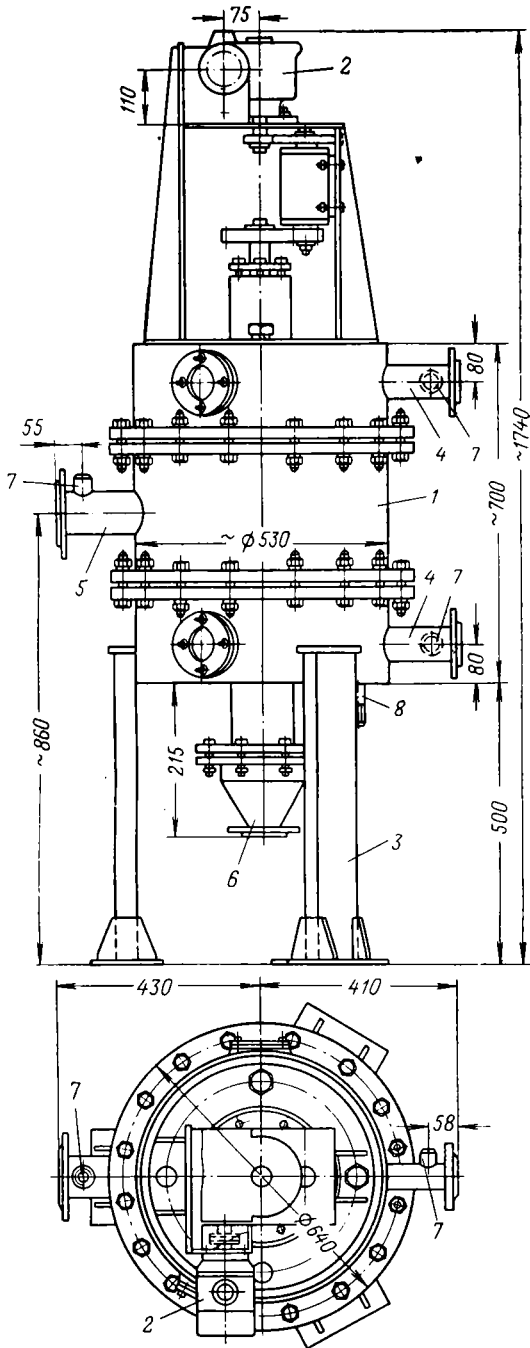


Рис. 13.VIII. Самоочищающийся фильтр для воды типа ВСО-65 производительностью 65 м³/ч:

1 — корпус фильтра с фильтрующими элементами и промывным устройством; 2 — привод промывного устройства; 3 — опоры; 4 — входной патрубок очищаемой воды $d = 50$ мм; 5 — выходной патрубок очищенной воды $d = 80$ мм; 6 — патрубок выпуска осадка $d = 45$ мм; 7 — патрубок для присоединения манометра $d = 15$ мм; 8 — патрубок спуска воды из фильтра $d = 20$ мм

фильтры ВСФ-65 (рис. 13.VIII) и ВСФ-500 (рис. 14.VIII) производительностью соответственно 65 и 500 м³/ч очищаемой воды.

В этих фильтрах вода поступает на промывку через входные патрубки (по одному $d = 300$ мм на фильтрах ВСФ-500 и по два $d = 50$ мм на фильтрах ВСФ-65).

Проходя фильтрующий слой и очищаясь до фракции 0,01 мм, вода выходит через выходные патрубки — по одному в каждом фильтре. Промывка фильтрующего слоя производится автоматически по достижении максимально заданного его сопротивления для фильтров ВСФ-65 около 0,5 кгс/см², а для фильтров ВСФ-500 около 1 кгс/см². При достижении этих сопротивлений автоматически включается привод фильтров и он начинает вращать по фильтрующей поверхности промывной короб. Одновременно автоматически открывается электрозадвижка на патрубке спуска осадка и под давлением, создаваемым насосом системы форсуночной камеры, осадок с фильтрующей поверхности смывается наружу. В условиях форсуночных камер тоннельной вентиляции патрубки спуска осадка присоединяются к напорным трубам, соединенным с городским водостоком. В пределах допустимых давлений для этих фильтров геометрическая высота подачи промытого осадка на поверхность может составить для фильтров ВСФ-65 — $H \approx 40 \div 55$ м, а для фильтров ВСФ-500 — $H \approx 70 \div 90$ м.

После падения сопротивления фильтрующего слоя в результате его промывки до заданных величин (около 0,2 кгс/см²) автоматически останавливается привод вращения промывного короба и закрывается электрозадвижка патрубка спуска осадка. Таким образом, такая промывка автоматически происходит периодически.

Производительность фильтров не должна превышать максимальную. Рекомендуется число фильтров устанавливать без резерва, имея в виду возможность их периодической работы только в теплый период года и остановки ежесуточно в ночное время, когда резко снижается наружная температура и можно отключить систему охлаждения воздуха.

В эти перерывы можно осуществлять ремонт и осмотр фильтров. Из указанных типов фильтров рекомендуется применять при производительности установок 120—260 м³/ч фильтры ВСФ-65 (в количестве соответственно 2—4 шт.), параллельно работающие, а при производительности от 250 м³/ч и выше — фильтры ВСФ-500.

Рис. 14.VIII. Самоочищающийся фильтр для воды типа ВСФ-500 производительностью 500 м³/ч:

1 — привод промывного устройства; 2 — лаз $d = 450$ мм; 3 — короб промывочный; 4 — крышка; 5 — приводной вал; 6 — днище; 7 — устройство выгрузное для шлама; 8 — входной патрубок очищаемой воды $d = 300$ мм; 9 — выходной патрубок очищенной воды $d = 300$ мм; 10 — решетка нижняя; 11 — решетка верхняя; 12 — сетка; 13 — сетка фильтровая; 14 — патрубок спуска воды из фильтра $d = 50$ мм; 15 — патрубок спуска осадка-шлама $d = 110$ мм; 16 — патрубок для присоединения манометров $d = 15$ мм; 17 — патрубок для воздушной трубки $d = 25$ мм; 18 — опоры фильтра

Методика расчетов форсуночных камер разработана Н. В. Дегтяревым, Б. В. Баркаловым, А. В. Нестеренко, Е. Е. Карписом и др. [5], [15], [26], [36]. Наиболее обширные исследования — экспериментальные лабораторные и промышленные в 1953—1960 гг. были проведены в НИИ санитарной техники профессором Е. Е. Карписом, на базе которых им был разработан новый метод расчета форсуночных камер, основные положения которого излагаются ниже.

Техническая характеристика фильтров типа ВСФ		
	ВСФ-65	ВСФ-500
Максимальная производительность, м ³ /ч	65	500
Степень очистки по фракции взвеси, мм	0,01	0,01
Скорость фильтрации, м/ч	600	600
Общая площадь фильтрации, м ²	0,11	0,833
Емкость фильтра, м ³	—	1,5
Очищаемая среда	Вплоть до агрессивной	
Рабочее давление, кгс/см ²	6	10
Температура очищаемой среды, °С	+5 ÷ +45	+5 ÷ +45
Допустимый перепад давления на фильтрующем элементе, кгс/см ²	0,5	1,0
Расход воды на промывку, %	2—5	0,5—3
Частота вращения вала, об/мин	~3	2,2
Тип редуктора	РЧБ-75, <i>i</i> = 61	МПО2-15-ВК-1,5/14
Характеристика электродвигателя:		
тип	АОЛ2-11-4	АО2-22-4
мощность, кВт	0,6	1,5
частота вращения, об/мин	1500	1500
напряжение, В	220/380	220/380
Основные размеры, мм:		
высота	~1740	3250
длина	~630	1690
ширина	840	1980
Масса, кг	500	2862

Построение процесса обработки воздуха в форсуночных камерах приведен на диаграммах $J-d$ в § 5 главы VI.

Площадь сечения дождевого пространства форсуночной камеры

$$F_{д. п} = \frac{G_{д. п}}{3600 \gamma_{в.о} \nu_{д. п}}, \quad \text{м}^2, \quad (17.VIII)$$

длина

$$l_{д. п} = \frac{G_{д. п} Z_{д. п}}{3600 \gamma_{в.о} F_{д. п}}, \quad \text{м}, \quad (17a.VIII)$$

где $G_{д. п} = G_{\text{вент}} - G_{\text{байпас}}$ — количество воздуха, проходящего через дождевое пространство форсуночной камеры (определяется построением на диаграмме $J-d$, рассмотренной в § 5 главы VI), кг/ч; $G_{\text{вент}}$ — общее количество воздуха, проходящего через

вентиляционную камеру и поступающее в тоннели, кг/ч; $G_{\text{байпас}}$ — количество воздуха, проходящего по байпасу помимо дождевого пространства форсуночной камеры, кг/ч; $Z_{\text{д. п}}$ — время прохождения воздуха через дождевое пространство, с; $\gamma_{\text{во}}$ — удельный вес воздуха в форсуночной камере, кгс/м³; $v_{\text{д. п}}$ — средняя скорость движения воздуха в дождевом пространстве форсуночной камеры, м/с.

Для стандартных форсуночных камер рекомендуется принимать при адиабатическом процессе охлаждения, требующем тонкого распыла воды, скорость воздуха не более 1,8 м/с, а при остальных процессах, допускающих грубый распыл воды, — до 3,6 м/с.

Несмотря на то, что увеличение скорости воздуха в форсуночной камере интенсифицирует процесс тепло- и влагообмена и позволяет уменьшить поперечное сечение камеры, указанное выше ограничение связано с предотвращением выноса с воздухом части капель за пределы форсуночной камеры.

В петиповых форсуночных камерах, применяемых в тоннельной вентиляции метрополитена и располагаемых на продолжении вентиляционных камер, как правило, в месте расположения глушителей шума скорость воздуха (по наблюдению автора) можно принимать при всех процессах охлаждения $v_{\text{д. п}} = 3 \div 7$ м/с, т. е. такой, какой она принимается по расчету глушителей шума.

Это объясняется тем, что вынос капель не представляет опасности для тоннелей, расположенных за пределами форсуночных камер, а возможное доувлажнение воздуха за счет испарения этих капель может быть отрегулировано уменьшением количества разбрызгиваемой воды в форсуночной камере и увеличением количества воздуха, пропускаемого через байпас помимо дождевого пространства.

Длину форсуночной камеры, т. е. область дождевого пространства следует принимать по заданному времени прохождения воздуха через форсуночную камеру (1—2 с), рекомендуемому в работе [36]. Для двухступенчатой камеры это относится к каждой ступени. Количество воды, которое необходимо разбрызгивать в дождевом пространстве форсуночной камеры, определяется из соотношения

$$W_{\text{д. п}} = \mu G_{\text{д. п}}, \text{ кг/ч}, \quad (18.VIII)$$

где μ — коэффициент орошения, кг/кг.

Коэффициент орошения μ может быть определен, исходя из коэффициентов эффективности теплообмена, которые характеризуют отношение реального теплообмена к максимально возможному теплообмену в идеальной камере.

Для расчетов применяют коэффициенты эффективности полного теплообмена:

для политропического процесса

$$E = 1 - \frac{t_{\text{м. к}} - t_{\text{в. к}}}{t_{\text{м. н}} - t_{\text{в. н}}}; \quad (19.VIII).$$

для адиабатического процесса

$$E_A = 1 - \frac{t_{c, k} - t_{m, n}}{t_{c, n} - t_{m, n}}. \quad (20.VIII)$$

С помощью коэффициентов эффективности полного теплообмена E в общем случае можно определить только один параметр конечного состояния воздуха — его теплосодержание I_k . Между тем часто необходимо вычисление второго параметра — конечной температуры воздуха по сухому термометру $t_{c, k}$. Для этого дополнительно пользуются универсальным коэффициентом эффективности теплообмена, годным для всех процессов,

$$E' = 1 - \frac{t_{c, k} - t_{m, k}}{t_{c, n} - t_{m, n}}, \quad (21.VIII)$$

где $t_{c, n}$ и $t_{c, k}$ — начальная и конечная температура воздуха по сухому термометру, °С; $t_{m, n}$ и $t_{m, k}$ — начальная и конечная температура воздуха по мокрому термометру, °С; $t_{в, n}$ и $t_{в, k}$ — начальная и конечная температура воды, °С.

Для определения условий осуществления политропических процессов обработки воздуха (с повышением или понижением его теплосодержания) и изотермических процессов пользуются уравнениями (19.VIII) и (21.VIII), а также приведенными ниже уравнениями полного E и универсального E' , полученными на основании экспериментов:

$$E = A (v \gamma_{во})^r \mu^l; \quad (22.VIII)$$

$$E' = A_1 (v \gamma_{во})^{r_1} \mu^{l_1}, \quad (23.VIII)$$

а также уравнением теплового баланса

$$I_n - I_k \approx 0,7 (t_{m, n} - t_{m, k}) = \mu (t_{в, k} - t_{в, n}) \text{ ккал/кг}. \quad (24.VIII)$$

Для расчетов адиабатических процессов следует применять уравнение (20.VIII) и уравнение вида

$$E_A = A_2 (v \gamma_{во})^{r_2} \mu^{l_2}. \quad (25.VIII)$$

На основании проведенных исследований Е. Е. Карписом получены значения A ; A_1 ; A_2 ; r ; r_1 ; r_2 ; l ; l_1 и l_2 , входящие в формулы (22.VIII), (23.VIII) и (25.VIII), для всех встречающихся в практике процессов обработки воздуха в типовой форсуночной камере. В результате решения указанных выше уравнений составлена табл. 3.VIII, включающая значения коэффициентов эффективности теплообмена от составляющих параметров этих формул для типовой форсуночной камеры при весовой скорости воздуха $v \gamma_{во} \geq 3 \text{ кгс/м}^2 \cdot \text{с}$ и плотности расположения форсунок $n_{\phi} = 18 - 24 \text{ шт/м}^2$ в ряд.

При определении μ по табл. 3.VIII для форсуночной камеры, расположенной в системе тоннельной вентиляции, следует вводить повышающий коэффициент 1,15.

При весовой скорости воздуха $v\gamma_{\text{во}} < 3 \text{ кгс/м}^2 \cdot \text{с}$ величины коэффициентов эффективности необходимо принимать с учетом поправочного множителя $\beta_{v\gamma}$:

Весовая скорость воздуха, кгс/м ² · с	2	2.2	2.4	2.6	2.8	≥3
Поправочный множитель $\beta_{v\gamma}$	0.925	0.93	0.94	0.95	0.955	1.0

В тех случаях, когда плотность расположения форсунок предусматривается более $n_{\text{ф}} = 18-24 \text{ шт./м}^2$ в ряд величины коэффициентов орошения E , E' и E_A при $\mu = \text{const}$ следует принимать с учетом поправочного множителя β из табл. 4.VIII.

В форсуночных камерах рекомендуется применять латунные тангенциальные форсунки, пропускная способность которых может быть определена по формуле

$$q = 38,5 P^{0,48} d_0^{1,38}, \text{ кг/ч.} \quad (26.VIII)$$

В табл. 5.VIII приведены определенные по формуле (26.VIII) значения пропускной способности латунных тангенциальных форсунок с выпускными отверстиями диаметром $d_0 = 3,5 \div 5,5 \text{ мм}$ в зависимости от давления воды перед форсунками.

Аэродинамическое сопротивление форсуночной камеры может быть определено по данным М. Л. Сосина [5]:
для одноступенчатой трехрядной камеры

$$H_{\text{д.п}} = 3,44 (v\gamma_{\text{во}})^{1,2}, \text{ кгс/м}^2; \quad (27.VIII)$$

для одноступенчатой двухрядной камеры

$$H_{\text{д.п}} = 1,44 (v\gamma_{\text{во}})^{1,81}, \text{ кгс/м}^2. \quad (28.VIII)$$

Расчет двухступенчатой форсуночной камеры имеет свою специфику и основные его положения для практического применения [15] приводятся ниже.

Коэффициент теплообмена в дождевом пространстве I и II ступени может быть определен по формуле (21.VIII) с применением при необходимости множителей $\beta_{\text{п.ф}}$ и $\beta_{v\gamma}$ (см. выше).

Для двухступенчатой камеры рекомендуется применять в каждой ступени двухрядное расположение форсунок диаметром $d_0 = 4 \div 5 \text{ мм}$.

Коэффициент орошения в каждой ступени рекомендуется определять по полуэмпирической формуле

$$\mu = 4,15 \ln \frac{E'}{0,52 (v\gamma_{\text{во}})^{0,12}}, \text{ кг/кг.} \quad (29.VIII)$$

При применении нетиповой камеры следует учитывать поправочный множитель 1,15. Проверяется общее направление процесса в дождевом пространстве по формуле

$$\varepsilon = \frac{I_{\text{н}} - I_{\text{к}}}{d_{\text{н}} - d_{\text{к}}}. \quad (30.VIII)$$

Число рядов форсунок	Процессы обработки воздуха	Коэффициенты эффективности теплообмена	Диаметр выпускного отверстия форсунок d_f , мм				
				0,2	0,3	0,4	0,5
1	Адиабатическое увлажнение	$E_A = E'$	3,5 до 5 вкл.	0,5 —	0,59 —	0,65 0,58	0,71 0,63
	Одновременные охлаждение и осушение, охлаждение без изменения влагосодержания, одновременные охлаждение и увлажнение с понижением теплосодержания	E E'	до 5 вкл. до 5 вкл.	— —	— —	— —	0,5 0,43
	Одновременные охлаждение и увлажнение с повышенным теплосодержанием, изотермическое увлажнение, одновременные подогрев и увлажнение	E } E' } E } E' }	3,5 { до 5 { вкл. {	0,67 0,68	0,68 0,72	0,69 0,75	0,7 0,78 0,65 0,55
2 и 3	Адиабатическое увлажнение	$E_A = E'$	3,5 до 5 вкл.	— —	— —	— —	0,71 —
	Одновременные охлаждение и осушение, охлаждение без изменения влагосодержания, одновременные охлаждение и увлажнение с понижением теплосодержания	E } E' } E } E' }	3,5 { до 5 { вкл. {	— — —	— — —	— — —	— — —
	Одновременные охлаждение и увлажнение с повышенным теплосодержанием, изотермическое увлажнение	E E'	3,5 {	— —	— —	— —	0,77 0,82
	Одновременные подогрев и увлажнение	E E'	до 5 { вкл. {	— —	— —	— —	— —
	Охлаждение и осушение в двух двухрядных камерах, соединенных между собой по противоточной схеме	E E'	до 5 { вкл. {	— —	— —	— —	— —

Таблица 3.VIII

Значение E_1 , E_A и E' при величине коэффициента орошения μ

0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
0,77 0,68	0,77 0,72	0,77 0,77	0,77 0,83	0,77 0,84	0,77 0,84	0,77 0,84	0,77 0,84	0,77 0,84	0,77 0,84	0,77 0,84	0,77 0,84	0,77 0,84
0,53 0,48	0,57 0,54	0,6 0,59	0,63 0,64	0,66 0,68	0,66 0,68	0,66 0,68	0,66 0,68	0,66 0,68	0,66 0,68	0,66 0,68	0,66 0,68	0,66 0,68
0,72 0,80 0,66 0,60	0,72 0,80 0,67 0,64	0,72 0,80 0,68 0,67	0,72 0,80 0,68 0,71	0,72 0,80 0,69 0,74	0,72 0,80 0,69 0,74	0,72 0,80 0,69 0,74	0,72 0,80 0,69 0,74	0,72 0,80 0,69 0,74	0,72 0,80 0,69 0,74	0,72 0,80 0,69 0,74	0,72 0,80 0,69 0,74	0,72 0,80 0,69 0,74
0,76 —	0,8 —	0,82 0,75	0,86 0,77	0,89 0,79	0,91 0,82	0,94 0,84	0,96 0,85	0,96 0,87	0,96 0,89	0,96 0,9	0,96 0,9	0,96 0,92
— — — —	— — — —	0,79 0,79 0,68 0,73	0,82 0,83 0,70 0,76	0,85 0,86 0,72 0,78	0,88 0,89 0,74 0,80	0,90 0,92 0,76 0,82	0,92 0,95 0,78 0,84	0,92 0,95 0,79 0,85	0,92 0,95 0,81 0,87	0,92 0,95 0,82 0,88	0,92 0,95 0,83 0,90	0,92 0,95 0,84 0,90
0,78 0,83	0,8 0,85	0,82 0,87	0,83 0,88	0,84 0,89	0,86 0,90	0,87 0,91	0,87 0,92	0,87 0,92	0,87 0,92	0,87 0,92	0,87 0,92	0,87 0,92
— —	— —	0,8 0,79	0,82 0,79	0,83 0,81	0,84 0,82	0,85 0,83	0,85 0,85	0,85 0,86	0,86 0,87	0,87 0,88	0,88 0,89	0,88 0,89
— —	— —	0,87 1,0	0,91 1,0	0,95 1,0	0,97 1,0	1,01 1,0	1,04 1,0	1,07 1,0	1,08 1,0	1,12 1,0	1,15 1,0	1,16 1,0

Таблица 4.VIII

Камера	Поправочный множитель $\beta_{п. ф}$ к коэффициентам E , E' и E_A при плотности расположения форсунок, шт./м ² в ряд			
	13	19,6	26	39
Однорядная	1	0,87 *	0,8	0,7
Двухрядная	1	0,92	0,9	0,8 *
Трехрядная	1 *	0,99 *	0,97 *	0,93 *

* Значения даны ориентировочно по расчетным данным автора.

Таблица 5.VIII

Диаметры выпускного отверстия форсунок d_0 , мм	Пропускная способность q (кг/ч) при давлении воды перед форсунками P , кгс/см ²							
	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7
3,5	218	229	238	246	254	263	271	281
4,0	260	275	288	297	306	318	328	338
4,5	308	324	338	348	362	375	389	400
5,0	335	372	390	404	420	432	445	458
5,5	408	428	442	456	472	490	506	520

Продолжение табл. 5.VIII

Диаметры выпускного отверстия форсунок d_0 , мм	Пропускная способность q (кг/ч) при давлении воды перед форсунками P , кгс/см ²							
	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5
3,5	290	297	305	312	320	327	332	340
4,0	348	357	365	375	384	392	400	409
4,5	412	422	432	442	452	462	470	480
5,0	470	482	495	508	518	530	540	550
5,5	532	546	555	575	590	602	612	625

Тепловой баланс I ступени дождевого пространства выражается уравнением

$$\mu = (t_{в4} - t_{в3}) = (I_H - I_K) n. \quad (31.VIII)$$

Температура воды, стекающей из поддона или в резервуар I ступени дождевого пространства:

$$t_{в4} = m \left(I_H - \frac{I_H - I_K}{E'} n \right), \quad ^\circ\text{C}, \quad (32.VIII)$$

$$m = \frac{t_{м. н} + t_{м. к}}{I_H + I_K}, \quad \frac{^\circ\text{C} \cdot \text{кг}}{\text{ккал}}. \quad (33.VIII)$$

Температуру воды, забираемой из поддона или резервуара II ступени дождевого пространства для повторного использования, можно определить из уравнения

$$t_{в_3} = m \left[I_K - (I_n - I_K) \left(\frac{1}{E'} - 1 \right) (1 - n) \right], \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (34.VIII)$$

Решая систему уравнений (31.VIII), (32.VIII), (33.VIII) и (34.VIII) относительно n , получим

$$n = \frac{1}{2 - E' \left(1 - \frac{1}{m\mu} \right)}. \quad (35.VIII)$$

В формулах (30.VIII)–(35.VIII) I_n и I_K — расчетное теплосодержание наружного воздуха в теплый период года соответственно начальное и конечное, ккал/кг; d_n и d_K — расчетное влагосодержание наружного воздуха в теплый период года соответственно начальное и конечное, г/кг; m — тепловое отношение, $^\circ\text{C} \cdot \text{кг}/\text{ккал}$; n — доля обменного тепла в I ступени дождевого пространства.

Теплосодержание воздуха в момент перехода его из I во II ступень дождевого пространства определяется по формуле

$$I_{I-II} = I_n - (I_n - I_K) n, \text{ ккал/кг.} \quad (36.VIII)$$

Температура воздуха в момент перехода из I во II ступень дождевого пространства определяется по формуле

$$t_{I-II} = t_{c, n} - (t_{c, n} - t_{в_4}) E', \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (37.VIII)$$

Температура воды, забираемой из поддона или резервуара II ступени дождевого пространства для повторного использования в I ступени, определенную по формуле (34.VIII), проверяем

$$t_{в_3} = t_{в_4} - \frac{I_n - I_K}{\mu} n, \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (37a.VIII)$$

Температура воды, подаваемой в форсунки II ступени дождевого пространства, определяется по формуле

$$t_{в_1} = t_{в_3} - \frac{I_n - I_K}{\mu} (1 - n), \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (38.VIII)$$

Необходимое количество артезианской воды для осуществления процесса охлаждения в двухступенчатой форсуночной камере определяется по формуле

$$W_{арт} = W_{д. п} \frac{t_{в_4} - t_{в_1}}{t_{в_4} - t_{в_3}}, \text{ кг/ч.} \quad (39.VIII)$$

Тепловой баланс двухступенчатой форсуночной камеры должен отвечать зависимости

$$\Delta I = \mu \Delta t = I_n - I_K = \mu (t_{в_4} - t_{в_1}), \text{ ккал/кг,} \quad (40.VIII)$$

где $t_{в_1}$ — температура воды, подаваемой от источника охлаждения (при источнике охлаждения — артезианская вода $t_{в_1} = t_{арт}$), °С; $t_{в_2}$ — температура воды, подаваемой на форсунки I ступени дождевого пространства (как правило, $t_{в_2} \approx t_{в_1}$), °С.

Пример 1. Используя исходные данные и построения на диаграмме $I-d$ в § 5 главы VI (см. рис. 11.VI), рассчитать форсуночную камеру (и определить необходимое для нее оборудование), расположенную в вентиляционной камере тоннельной вентиляции на участке, занятом глушителем вентиляционного шума в направлении путевых тоннелей. Процесс охлаждения в форсуночной камере должен происходить по принципу адиабатического увлажнения. Количество наружного воздуха, подаваемого на станцию метрополитена и проходящего через форсуночную камеру, составляет $G_{вент} = 390\,000$ кг/ч, с начальными параметрами: $t_{с,н} = 33,5^\circ\text{С}$; $t_{м,н} = 20,1^\circ\text{С}$; $\varphi_n = 30\%$; $d_n = 9,8$ г/кг и $I_n = 14$ ккал/кг. Конечное состояние воздуха в точке K : $t_{с,к} = 21^\circ\text{С}$, $t_{м,к} = 20,1^\circ\text{С}$; $\varphi_k = 95\%$; $d_k = 15$ г/кг и $I_k = I_n = 14,0$ ккал/кг.

1. Допуская в точке Π максимальную относительную влажность воздуха, с которой он должен поступать на станцию метрополитена $\varphi_{\Pi} = 70\%$ и соответствующие остальные параметры $t_{\Pi} = 24,3^\circ\text{С}$, $d_{\Pi} = 13,7$ г/кг и $I_{\Pi} = I_n = I_k = 14,0$ ккал/кг до его смешения с циркуляционными потоками воздуха, определим по формуле (36.VI) количество воздуха, которое должно проходить через байпас помимо дождевого пространства.

Отношение отрезков на рис. 11.VI составляет $K\Pi - 13$ мм, $\Pi\Pi - 41$ мм, тогда

$$G_{байпас} = \frac{13}{41} \cdot 390\,000 = 124\,000 \text{ кг/ч.}$$

2. Количество воздуха, которое должно проходить через дождевое пространство форсуночной камеры, составит

$$G_{д.п} = 390\,000 - 124\,000 = 266\,000 \text{ кг/ч.}$$

3. Принимая скорость воздуха в дождевом пространстве форсуночной камеры $v_{д.п} = 5$ м/с, определяем необходимую площадь сечения дождевого пространства по формуле (17.VIII) при среднем удельном весе воздуха в дождевом пространстве $\gamma_{во} = 1,144$ кгс/м³

$$F_{д.п} = \frac{266\,000}{3600 \cdot 1,144 \cdot 5,0} = 12,9 \text{ м}^2.$$

4. Панели глушителей вентиляторного шума создают для прохода воздуха 5 промежутков с шириной каждого промежутка 0,84 м и площадью живого сечения 3,2 м². Используя один промежуток для байпаса, а остальные для дождевого пространства, определяем действительную скорость воздуха:

в дождевом пространстве $v_{д.п} = \frac{266\ 000}{3600 \cdot 1,144 \cdot 3,2 (5-1)} = 5,05$ м/с,
что близко соответствует заданной $v_{д.п} = 5$ м/с;

в байпасе $v_{байпас} = \frac{124\ 000}{3600 \cdot 1,122 \cdot 3,2} = 9,6$ м/с.

5. Определяем весовую скорость воздуха в дождевом пространстве

$$v_{\text{во}} = 5,05 \cdot 1,144 = 5,78 \text{ кгс/м}^2 \cdot \text{с.}$$

6. Принимая трехрядное расположение форсунок в дождевом пространстве и плотность их размещения $n_{\phi} = 26$ шт./м² в ряд, определяем по формуле (20.VIII) коэффициент эффективности полного теплообмена для адиабатического процесса с учетом поправочного множителя $\beta_{п. \phi} = 0,97$ из табл. 4.VIII

$$E_A = 0,97 \left(1 - \frac{21 - 20,1}{33,5 - 20,1} \right) = 0,9.$$

7. Принимая для адиабатического процесса тангенциальные форсунки с диаметром выходного отверстия $d_0 = 3,5$ мм, которые могут дать необходимый для этого процесса тонкий распыл воды, и учитывая выше определенные значения $v_{\text{во}}$ и E_A , а также принятое трехрядное расположение форсунок, определяем по табл. 3.VIII значение коэффициента орошения с учетом поправочного множителя 1,15 на нетиповую камеру:

$$\mu = 1,15 \cdot 0,9 = 0,98 \text{ кг/кг.}$$

8. Количество рециркуляционной воды, которое необходимо распыливать в форсуночной камере, определяется по формуле (18.VIII)

$$W_{д.п} = 0,98 \cdot 266\ 000 = 260\ 000 \text{ кг/ч.}$$

9. Общее количество форсунок, которое необходимо расположить в форсуночной камере, исходя из принятой трехрядной камеры, с площадью живого сечения дождевого пространства $F_{д.п} = 3,2 \cdot 4 = 12,8$ м² и $n_{\phi} = 26$ шт./м² в ряд составит

$$\sum_{i=1}^n n_{\phi} = 12,8 \cdot 26 \cdot 3 = 998 \text{ шт.}$$

10. Необходимая пропускная способность одной форсунки составит

$$q = \frac{260\ 000}{998} = 264 \text{ кг/ч.}$$

11. По табл. 5.VIII при диаметре форсунок $d_0 = 3,5$ мм и расходе воды через форсунку $q = 264$ кг/ч определяем необходимое давление воды перед форсункой $P_{\phi} = 1,55$ кгс/см².

12. Принимая длительность процесса в дождевом пространстве $Z_{д.п} = 1,2$ с, по формуле (17а.VIII) определяем длину дождевого пространства

$$l_{д.п} = \frac{266\,000 \cdot 1,2}{3600 \cdot 1,144 \cdot 3,2 (5-1)} = 6,0 \text{ м,}$$

в связи с чем увеличиваем длину панелей глушителя шума с 5 до 6 м.

13. Аэродинамическое сопротивление дождевого пространства трехрядной форсуночной камеры при $v\gamma_{г.о} = 5,78$ кгс/м²·с определяем по формуле (27.VIII)

$$H_{д.п} = 3,44 (5,78)^{1,2} = 28,2 \text{ кгс/м}^2.$$

14. Для очистки рециркуляционной воды от накапливающегося в ней шлама вследствие постоянной промывки воздуха практически одним и тем же объемом воды предусматривается перед подачей воды на форсунки очистка ее в водяных фильтрах ВСФ-65 номинальной производительностью 65 м³/ч каждый.

Необходимое число фильтров составит $260\,000/1000 \cdot 65 \approx 4$ шт.

15. Для рециркуляции воды в дождевом пространстве, подачи ее на форсунки и в фильтры, а также выкачки шлама в городской водосток предусматривается установка двух параллельно работающих центробежных насосов производительностью по

$$\frac{260\,000}{1000 \cdot 2} = 130 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Напор насоса определяется из необходимости преодоления следующего гидравлического сопротивления рециркуляционной водной системы:

необходимый напор перед форсунками (см. п. 11) — $H_{ф} = 1,55$ кгс/см²;

гидравлическое сопротивление фильтров ВСФ-65 — $H_{фл} = 0,5$ кгс/см²,

гидравлическое сопротивление системы трубопроводов $H_{тр} = 0,67$ кгс/см²,

геометрическая высота для подачи воды от ее уровня в резервуаре дождевого пространства до верхних форсунок $H_{г} = 0,38$ кгс/см²,

Суммарное гидравлическое сопротивление системы составит

$$H = 1,55 + 0,5 + 0,67 + 0,38 = 3,1 \text{ кгс/см}^2.$$

Необходимый напор для выжимания шлама из фильтров в городской водосток не учитывается, так как он в данном примере менее необходимого напора перед форсунками и сопротивления системы трубопроводов.

Предусматривается к установке два насоса 6К-8 (работающих параллельно с расходом по 130 м³/ч и напором 4,1 кгс/см²),

соединенные на одной оси с электродвигателем АО2-72-4 мощностью по $N = 30$ кВт и скоростью вращения $n = 1475$ об/мин.

16. Перед форсуночной камерой предусматривается резервуар для сбора воды емкостью из расчета 6-минутного расхода воды, что составляет $2 \cdot 130 \cdot 6/60 = 26$ м³.

17. Количество испаряющейся воды, которое необходимо подавать в зумпф из внешних источников водоснабжения, определяется по формуле (38.VI) с учетом коэффициента 1,2 на унос капель

$$W_{\text{воды}} = \frac{1,2 (390\,000 - 124\,000) (15 - 9,8)}{1000} = 1660 \text{ кг/ч.}$$

Пример 2. Паружный воздух, подаваемый системой тоннельной вентиляции на станцию метрополитена в количестве (определено по методике, изложенной в § 2 главы VI) $C_{\text{вент}} = 390\,000$ кг/ч с начальными расчетными параметрами в точке H : $t_{c, H} = 32,5^\circ \text{C}$; $t_{m, H} = 25,8^\circ \text{C}$; $\varphi_H = 60\%$; $d_H = 18,9$ г/кг; $I_H = 19,3$ ккал/кг, необходимо охладить с тем, чтобы параметры воздуха на станции — точка C_2 были: $t_{c, H} = 30^\circ \text{C}$; $I_{C_2} = 17,2$ ккал/кг; $\varphi_{C_2} = 60\%$, а в конце расчетного участка трассы — точка B_2 не более: $t_{c, H} = 35^\circ \text{C}$; $I_{B_2} = 19$ ккал/кг.

Количество циркуляционного воздуха, поступающего на станцию из перегонных тоннелей, составляет $G_{ц I} + G_{ц II} = 324\,000$ кг/ч.

Угловой коэффициент луча процесса в тоннелях метрополитена составляет $\varepsilon = Q_{\text{изб}} / \sum_{i=1}^n G_{\text{н.л}} = 1,9$. Для охлаждения может быть использована артезианская вода с начальной температурой $t_{н,з} = t_{\text{арт}} = 11,5^\circ \text{C}$ и давлением 2 кгс/см².

1. Так как при заданной высокой относительной влажности наружного воздуха его охлаждение по принципу адиабатического увлажнения практически неосуществимо, принимается поли-тропический процесс охлаждения и осушения воздуха в форсуночной камере с использованием для охлаждения артезианской воды.

2. Расположение и размеры форсуночной камеры принимаем аналогично примеру 1.

3. На диаграмме $I-d$ (см. рис. 12.VI) из точки B_2 проводим в направлении кривой $\varphi = 100\%$ линию углового коэффициента луча процесса $\varepsilon = 1,9$. На линии наносим положение точки C_2 . Применительно к уравнению (33.VI) из соотношения $G_{\text{вент}} / (G_{ц I} + G_{ц II}) = PC_2 / B_2 C_2$ определяем значение отрезка $PC_2 = B_2 C_2 \frac{G_{\text{вент}}}{G_{ц I} + G_{ц II}} = 17 \frac{390\,000}{324\,000} = 21$ мм и наносим на линию луча процесса на расстоянии 21 мм от точки C_2 в направлении кривой $\varphi = 100\%$ точку $П$.

4. Процесс охлаждения наружного воздуха в форсуночной камере с начальных его параметров (точка *H*) до конечных при относительной влажности $\varphi = 95\%$ (точка *K*) изобразится на диаграмме *I—d* линией *NK*, проведенной на рис. 12.VI через точку *П*.

Конечные параметры охлажденного наружного воздуха при выходе его из дождевого пространства форсуночной камеры в точке *K* составят: $t_{с,к} = 18,3^\circ \text{C}$; $t_{м,к} = 17,8^\circ \text{C}$; $\varphi_k = 95\%$; $d_k = 12,8 \text{ г/кг}$; $I_k = 12,1 \text{ ккал/кг}$.

5. Точка *П* на линии *NK* с параметрами: $t_{сн} = 24^\circ \text{C}$; $t_{м,н} = 21,3^\circ \text{C}$; $\varphi_{II} = 80\%$; $d_{II} = 15,3 \text{ г/кг}$; $I_{II} = 15 \text{ ккал/кг}$ будет характеризовать параметры наружного воздуха, прошедшего дождевое пространство после смешения его с частью наружного воздуха, прошедшего байпас и поступающего на станцию. После смешения этого количества воздуха с циркуляционными потоками, поступающими на станцию из перегонных тоннелей, воздух приобретает параметры точки *С*.

6. Из соотношения отрезков *KП* и *KN* на линии *NK* применительно в формуле (36.VI) определится количество воздуха, которое должно пройти через байпас,

$$G_{\text{байпас}} = \frac{26}{64} \cdot 390\,000 = 157\,000 \text{ кг/ч.}$$

7. Количество наружного воздуха, которое должно пройти дождевое пространство, составит

$$G_{\text{д. п}} = 390\,000 - 157\,000 = 233\,000 \text{ кг/ч.}$$

8. Дождевое пространство форсуночной камеры будет занимать 4 промежутка из 5 между панелями глушителя шума, а байпас — 1 промежуток (с размерами аналогично примеру 1), тогда при среднем удельном весе воздуха в дождевом пространстве $\gamma_{\text{во}} = 1,148 \text{ кгс/м}^3$ и в байпасе $\gamma_{\text{во}} = 1,116 \text{ кгс/м}^3$ определяем действительную скорость воздуха:

в дождевом пространстве

$$v_{\text{д. п}} = \frac{233\,000}{3600 \cdot 1,148 \cdot 3,2 (5-1)} = 4,4 \text{ м/с}$$

в байпасе

$$v_{\text{байпа}} = \frac{157\,000}{3600 \cdot 1,116 \cdot 3,2 (5-4)} = 12,2 \text{ м/с.}$$

9. Весовая скорость воздуха в дождевом пространстве составит

$$v\gamma_{\text{во}} = 4,4 \cdot 1,148 = 5,1 \text{ кгс/м}^2 \cdot \text{с.}$$

10. Принимая трехрядное расположение форсунок в дождевом пространстве и плотность их размещения $n_{\text{ф}} = 26 \text{ шт./м}^2$ в ряд, определяем по формуле (21.VIII) универсальный коэффициент

эффективности теплообмена в дождевом пространстве с учетом поправочного множителя $\beta_{п.ф} = 0,97$ из табл. 4.VIII

$$E' = 0,97 \left(1 - \frac{18,3 - 17,8}{32,5 - 25,8} \right) = 0,9.$$

11. Принимая для политропического процесса тангенциальные форсунки диаметром выходного отверстия $d_0 = 5$ мм, которые могут дать необходимое для этого процесса грубое распыление воды и, учитывая определенные выше значения v , $\gamma_{во}$ и E' , а также принятое трехрядное расположение форсунок, определим по табл. 3.VIII значение коэффициента орошения μ с учетом поправочного множителя 1,15 на нетиповую камеру

$$\mu = 1,15 \cdot 1,7 = 1,95 \text{ кг/кг, а также значение } E = 0,83.$$

12. Находим выражение для вычисления конечной температуры воды из уравнения теплового баланса (24.VIII)

$$t_{в.к} = t_{в.н} + \frac{I_{н} - I_{к}}{\mu} = t_{в.н} + \frac{19,3 - 12,1}{1,95} = t_{в.н} + 3,8.$$

Подставляя это выражение и величину $E = 0,83$ в уравнение (19.VIII) и решая его относительно $t_{в.н}$, вычисляем значение начальной и конечной температур воды:

$$t_{в.н} = t_{м.н} - \frac{t_{м.к} - t_{в.к}}{1 - E} = 25,8 - \frac{17,8 - t_{в.н} - 3,8}{1 - 0,83} = 11,6^\circ \text{С};$$

$$t_{в.к} = 11,6 + 3,8 = 15,4^\circ \text{С}.$$

13. Общее количество распыляемой воды в дождевом пространстве определится по формуле (18.VIII)

$$W_{д.п} = 1,95 \cdot 233\,000 = 454\,000 \text{ кг/ч.}$$

14. Количество форсунок (которое необходимо установить в форсуночной камере, исходя из принятого трехрядного их расположения и площади живого сечения дождевого пространства), размещаемых в четырех промежутках между глушителями с размерами (аналогично примеру 1) $F_{д.п} = 3,2(5 \cdot -1) = 12,8 \text{ м}^2$ и $n_{ф} = 26 \text{ шт./м}^2$ в ряд

$$\sum_{i=1}^n n_{ф} = 12,8 \cdot 26 \cdot 3 = 998 \text{ шт.}$$

15. Необходимая пропускная способность одной форсунки

$$q = \frac{454\,000}{998} = 455 \text{ кг/ч.}$$

16. По табл. 5.VIII при принятом диаметре выходного отверстия форсунки $d_0 = 5$ мм находим необходимое давление перед форсункой $P \approx 1,65 \text{ кгс/см}^2$.

17. Принимая длительность процесса в дождевом пространстве $Z_{д.п} = 1,2$ с по формуле (17а.VIII), определяем необходимую длину дождевого пространства

$$l_{д.п} = \frac{233\,000 \cdot 1,2}{3600 \cdot 1,144 \cdot 3,2 (5-1)} = 5,25 \text{ м.}$$

18. Заданная температура артезианской воды $t_{арт} = 11,5^\circ \text{C}$ и ее давление перед форсуночной камерой до $P = 2$ кгс/см² достаточно для осуществления процесса охлаждения.

19. Аэродинамическое сопротивление форсуночной камеры при $v_{во} = 5,1$ кгс/м²·с определяем по формуле (27.VIII)

$$H_{д.п} = 3,44 (5,1)^2 = 23,8 \text{ кгс/м}^2.$$

Пример 3. Используя исходные данные примера 2, определить расход артезианской воды и длину форсуночной камеры при двухступенчатом охлаждении в ней воздуха и сравнить ее с форсуночной камерой, имеющей одноступенчатое охлаждение, при одинаковых начальных и конечных параметрах охлаждаемого воздуха.

1. Принимается двухрядное расположение тангенциальных форсунок в каждой ступени дождевого пространства форсуночной камеры, плотность их размещения $n_{ф} = 26$ шт./м² в ряд, диаметр выходного отверстия $d_0 = 5,0$ мм и схема движения воды и воздуха в соответствии с рисунком 12.VIII.

2. Определяем универсальный коэффициент теплообмена в дождевом пространстве I и II ступени по формуле (21.VIII) с учетом поправочного множителя $\beta_{n_{ф}} = 0,9$ (см. табл. 4.VIII).

$$E'_I = E'_{II} = 0,9 \left(1 - \frac{18,3 - 17,8}{32,5 - 25,8} \right) = 0,83.$$

3. Коэффициент орошения в каждой ступени двухступенчатой камеры с учетом коэффициента 1,15 на нетиповую камеру определится по формуле (29.VIII)

$$\mu = 1,15 \cdot 4,15 \ln \frac{0,83}{0,52 \cdot 5,1^{0,12}} = 1,27 \text{ кг/кг.}$$

4. Общее направление процесса в дождевом пространстве должно соответствовать линии НК в примере 2 и проверяется по формуле (30.VIII)

$$e = \frac{19,3 - 12,1}{18,9 - 12,8} = 1,18.$$

5. Определяем отношение m из зависимости (33.VIII)

$$m = \frac{25,8 + 17,8}{19,3 + 12,1} = 1,39.$$

6. Из общего количества тепла, которое должно отводиться в дождевом пространстве форсуночной камеры, определяется по

формуле (35.VIII) количество тепла, которое отводится в I ступени

$$n = \frac{1}{2 - 0,83 \left(1 - \frac{1}{1,39 \cdot 1,27} \right)} = 0,61 \text{ или } 61\% \text{ всего тепла,}$$

а во II ступени $100 - 61 = 39\%$ всего тепла.

7. Теплосодержание воздуха в момент перехода его из I во II ступень дождевого пространства определится по формуле (36.VIII)

$$I_{I-II} = 19,3 - (19,3 - 12,1) 0,61 = 14,9 \text{ ккал/кг.}$$

8. Температура воды, стекающей в резервуар I ступени дождевого пространства, определится из уравнения (32.VIII)

$$t_{в4} = 1,39 \left(19,3 - \frac{19,3 - 12,1}{0,83} \cdot 0,61 \right) = 19,5^\circ \text{ C.}$$

9. Температура воздуха в момент перехода его из I во II ступень дождевого пространства определится по формуле (37.VIII)

$$t_{I-II} = 32,5 - (32,5 - 19,5) 0,83 = 21,7^\circ \text{ C.}$$

10. Температура воды, забираемой из резервуара II ступени для использования в I ступени дождевого пространства, определится по формуле (37a.VIII)

$$t_{в3} = 19,5 - \frac{19,3 - 12,1}{1,27} \cdot 0,61 = 16^\circ \text{ C.}$$

11. Температура воды, подаваемой в форсунки II ступени дождевого пространства, определится по формуле (38.VIII)

$$t_{в1} = 16,0 - \frac{19,3 - 12,1}{1,27} (1 - 0,61) = 13,8^\circ \text{ C.}$$

12. Проверяем тепловой баланс форсуночной камеры по формуле (40.VIII), имея в виду, что разница между конечным и начальным теплосодержанием воздуха должна соответствовать разнице между конечным и начальным теплосодержанием воды:

$$\Delta I = \mu \Delta t = 19,3 - 12,1 = 1,27 (19,5 - 13,8) = 7,2 \approx 7,25 \text{ ккал/кг,}$$

что подтверждает правильность выполненных расчетов.

13. Производительность циркуляционных насосов для каждой ступени дождевого пространства по формуле (18.VIII) составит

$$W_{д.пI} = W_{д.пII} = 1,27 \cdot 233\,000 = 296\,000 \text{ кг/ч} = 296 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

14. Так как начальная температура артезианской воды по заданию (см. пример 1) составляет $t_{в3} = t_{арт} = 11,5^\circ \text{ C}$, а по расчету температура воды, которая должна поступить во II ступень дождевого пространства, $t_{в1} = 13,8^\circ \text{ C}$, то необходимое коли-

чество артезианской воды для обеспечения процесса охлаждения в двух ступенях дождевого пространства по формуле (39.VIII) составит

$$W_{\text{арт}} = 296 \frac{19,5 - 13,8}{19,5 - 11,5} = 211 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

15. Необходимое количество форсунок в каждой ступени дождевого пространства, имеющего сечение аналогично примеру 2, составит

$$\sum_{i=1}^n n_{\text{ф}} = 12,8 \cdot 26 \cdot 2 = 666 \text{ шт.}$$

16. Необходимая пропускная способность форсунки составит

$$q = \frac{296 \cdot 000}{666} = 445 \text{ кг/ч}.$$

17. При принятом диаметре выходного отверстия форсунки $d_0 = 5 \text{ мм}$ находим по табл. 5.VIII необходимые давления перед форсункой $P = 1,6 \text{ кгс/см}^2$.

18. Необходимая длина каждой ступени дождевого пространства при заданной длительности процесса $Z_{\text{д. п}} = 1,2 \text{ с}$ определяется по формуле (17, а.VIII)

$$l_{\text{д. п}} = \frac{233 \cdot 000 \cdot 1,2}{3600 \cdot 1,144 \cdot 3,2 (5 - 1)} = 5,25 \text{ м},$$

а общая длина для двух ступеней составит $\sum_{i=1}^{n-1} l_{\text{д. п}} = 2 \cdot 5,25 = 10,5 \text{ м}$, что потребует соответствующего увеличения длины глушителей шума с 5 до 10,5 м.

19. Аэродинамическое сопротивление форсуночной камеры при $\nu_{\text{фв}} = 5,1 \text{ кгс/м}^2 \cdot \text{с}$ определится по формуле (28.VIII) с поправкой на две ступени охлаждения

$$H_{\text{д. п}} = 2 \cdot 1,44 (5,1)^{1,81} = 54 \text{ кгс/м}^2.$$

20. Таким образом, применение двухступенчатой форсуночной камеры по сравнению с одноступенчатой (по примеру 2) при одинаковых начальных и конечных параметрах и количествах охлажденного воздуха и одинаковых начальных температурах артезианской воды дает возможность сократить расход

артезианской воды в $454 \cdot 000 \frac{15,4 - 11,6}{211 \cdot 000} = 2,09$ раза, но требует увеличения расхода электроэнергии для работы насосов в 1,28, для работы вентиляторов в 1,4 и количества форсунок $\frac{2 \cdot 666}{998} = 1,34$ раза, а также увеличения длины дождевого пространства форсуночной камеры в 2 раза и площади для размещения насосного оборудования и резервуаров.

Процесс изменения состояния воздуха и температуры воды в двух ступенях дождевого пространства на диаграмме $I-d$ приведен на рис. 12.VI.

§ 4. Конструкция устройств испарительного охлаждения в перегонных тоннелях метрополитена

Назначение и область применения устройств испарительного охлаждения изложены в § 5 главы VI.

В задачу этих устройств входит смачивание поверхности перегонных тоннелей метрополитена для последующего увлажнения и соответственно охлаждения воздуха за счет тепла, выделяемого в тоннелях. Расчетная длина смоченной поверхности тоннеля $l_{см}$ определяется по формулам (39a.VI), (40.VI), (41.VI) и (42.VI). Конструктивно эти устройства могут быть решены в виде трубы, прокладываемой на необходимой высоте по каждому перегонному тоннелю на расчетную длину $l_{см}$. На трубе в этом случае следует расположить форсунки под углом β по длине тоннеля (рис. 15.VIII).

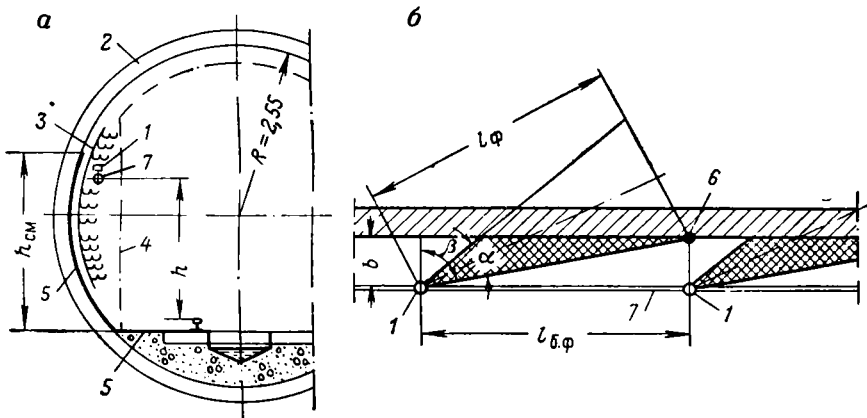


Рис. 15.VIII. Расположение форсунок в тоннеле для испарительного охлаждения воздуха:

$a, б$ — соответственно в сечении и по длине тоннеля: 1 — форсунки; 2 — обделка тоннеля; 3 — кабельные кронштейны с кабелями; 4 — граница приближения оборудования к стенкам тоннеля; 5 — смоченная поверхность тоннеля; 6 — линия перекрытия водяными факелами двух смежных форсунок; 7 — водопроводная труба; $h_{см}$ — высота смоченной поверхности тоннеля

Вода, разбрызгиваемая из форсунок, смачивает поверхность тоннеля на уровне форсунок, а стекающая по поверхности стены — смачивает и остальную поверхность до дренажного путевого лотка. Поэтому за расчетную величину $h_{см}$ из формулы (42.VI) следует принимать высоту верхней кромки смоченной поверхности тон-

неля от уровня путевого бетона плюс длину путевого основания от смоченной стенки до противоположной стенки кромки дренажного путевого лотка, проложенного по оси пути. Естественно, что для сокращения длины смоченной поверхности тоннеля следует в пределах конструктивной и эксплуатационной возможности увеличивать значение $h_{см}$. Смачивать следует поверхность, противоположную расположению третьего — токоведущего рельса.

Для уменьшения потерь воды тоннель следует смачивать на участке после перегонной шахты по ходу движения поездов и циркуляционных потоков воздуха. В случае недостаточности этой длины следует смачивать поверхность тоннеля также и до перегонной шахты. В связи с этим рекомендуется прокладывать трубу, по которой подается вода к форсункам со стороны торца станции, с которого поезд приходит на станцию.

На трубе, питающей форсунки, у торца станции следует устанавливать вентиль, а после него манометр для проверки давления воды. Форсунки следует располагать так, чтобы в местах расположения электрооборудования и устройств СЦБ поверхность тоннеля не смачивалась.

Для смачивания вполне достаточен расход воды в количестве $5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{м}^2$, поэтому для экономии воды форсунки следует устанавливать с минимальным расходом, а для уменьшения числа форсунок их следует принимать с наибольшей длиной факела и наибольшим углом его раскрытия.

Так, для блочного тоннеля внутренним диаметром $d_{вн} = 5,1 \text{ м}$ при расположении форсунок на высоте от головки рельсов $h = 2,4 \text{ м}$ и длине полезной боковой поверхности факела форсунки $l_{б.ф} = 2 \text{ м}$ смоченная поверхность (стены и основания пути) от одной форсунки составит 10 м^2 , поэтому производительность форсунки необходима $0,0005 \cdot 10 = 0,005 \text{ м}^3/\text{ч} = 5 \text{ л/ч}$. При длине смоченной поверхности тоннеля, равной 500 м , число форсунок по одному пути тоннеля составит $500/2 = 250$, а суммарный расход воды для одного пути тоннеля составит $W_{см} = 5 \cdot 250 = 1250 \text{ л/ч}$.

В качестве источника водоснабжения для смачивания поверхностей тоннеля (учитывая небольшой расход воды и периодичность его действия в теплый период года) может быть использован городской водопровод или, если имеются, артезианские скважины.

Для снижения засоряемости форсунок диаметр выходного отверстия рекомендуется принимать не менее $1,5 \text{ мм}$.

Изложенное позволяет рассчитывать потребный расход воды на смачивание поверхности тоннеля на расчетном участке трассы (на два пути) по формуле

$$W_{см} = W_{ф} \frac{2l_{см}}{n_{ф}}, \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (41.VIII)$$

Необходимое число форсунок составит

$$n_{ф} = \frac{2l_{см}}{l_{б.ф}}, \quad (42.VIII)$$

где W_{ϕ} — производительность форсунки по паспорту при соответствующем давлении и обеспечении необходимой длины факела, $\text{м}^3/\text{ч}$; l_{ϕ} — длина полезной боковой поверхности факела форсунки (расстояние между форсунками определяется по рис. 15.VIII), м.

Для обеспечения равномерного расхода воды по всем форсункам рекомендуется подбирать сечение трубопровода таким, чтобы сопротивление всей его длины было бы не больше 5% необходимого напора перед форсункой.

Для рассмотренного выше примера при давлении перед форсункой $p = 0,5 \text{ кгс}/\text{см}^2$ диаметр питающей трубы должен составить 40 мм.

§ 5. Глушение вентиляторного шума

Опыт эксплуатации метрополитенов показал, что вентиляционные установки тоннельной и местной вентиляции могут являться причиной возникновения шума как в районах городской застройки, так и в служебных помещениях станций и превышать допустимые санитарные нормы. Источниками этого шума являются крупные осевые вентиляторы тоннельной вентиляции, центробежные и осевые вентиляторы местной вентиляции и вентиляционные решетки (жалюзи) при движении в них воздуха со скоростью, превышающей 6 м/с.

Кроме того, по вентиляционным каналам нередко передается в районы городской застройки также шум от движения поездов метрополитена. Поэтому разработке проектов вентиляционных установок как тоннельной, так и местной вентиляции должны сопутствовать расчеты ожидаемого уровня шума в тех местах, где этот шум лимитирован, и в случае превышения допустимых норм должны быть приняты меры по глушению шума.

Методы расчетов ожидаемого уровня шума и глушителей, а также описание конструкций глушителей изложены в настоящем параграфе.

Для производства указанных расчетов необходимы данные по спектральному составу и интенсивности источников шума, естественному затуханию шума на пути его распространения, а также по характеристике глушителей шума, которые устанавливаются в случае превышения расчетного уровня над допустимым.

Основные положения методики акустического расчета установок тоннельной и местной вентиляции заключаются в следующем.

1. Источник шума (вентилятор) характеризуется звуковой мощностью (суммарной и в частотных полосах).

2. Звуковая мощность практически не зависит от того, в каком канале установлен вентилятор, и определяется только типом вентилятора, его размером, углом установки лопаток колес

и направляющих аппаратов, режимом работы (отвлеченная производительность \bar{L}) и условиями входа воздуха в вентилятор.

3. Затухание потока звуковой энергии в канале, выраженное в децибеллах, не зависит от уровня звукового давления и определяется формой, размерами канала, материалом его стенок и частотой звука.

4. Затухание потока звуковой энергии в последовательно расположенных элементах сети складывается арифметически.

5. Уровень звукового давления L связан с потоком звуковой энергии P , проходящей через рассматриваемое сечение, выражением

$$L = L_p - \sum_{i=1}^n \Delta L_p - 10 \lg F + \Pi H, \text{ дБ}, \quad (43.VIII)$$

где L_p — уровень звуковой мощности ($L_p = 10 \lg \frac{P}{P_0}$) дБ; P — звуковая мощность, Вт; P_0 — пороговое стандартное значение ($P_0 = 10^{-12}$), Вт; $\sum_{i=1}^n \Delta L_p$ — затухание звуковой энергии в элементах сети воздухопроводов, дБ; F — площадь проходящей через точку наблюдения поверхности сечения, ортогональной к направлению звукового луча, на которую распределяется звуковая мощность, м².

Для открытого пространства в городской застройке площадь F авторы рекомендуют определять по формуле

$$F = 3\pi r^{1.5}, \text{ м}^2, \quad (44.VIII)$$

где 3 — опытный числовой коэффициент, м^{1/2}; r — расстояние от оси вентиляционного киоска до точки наблюдения, м.

Для вентиляционных каналов следует принимать за F площадь их поперечного сечения.

Для помещений следует принимать за F некоторую эквивалентную площадь F_3 . В случае смешанного (прямого и отраженного) звука в таком помещении

$$F = F_3 = \frac{1}{\frac{1}{\Omega r^2} + \frac{4}{A}}, \text{ м}^2, \quad (45.VIII)$$

где Ω — телесный угол, в который происходит излучение (для вентиляционной решетки, находящейся на стене $\Omega = 2\pi$, в двугранном углу под потолком $\Omega = \pi$, в трехгранном углу помещения под потолком $\Omega = \pi/2$); A — суммарное звукопоглощение

$$A = \sum_{i=1}^n \alpha_i S_i = \alpha_1 S_1 + \alpha_2 S_2 + \dots + \alpha_n S_n \text{ м}^2, \quad (46.VIII)$$

где S_1, S_2, \dots, S_n — площади поверхности помещения; $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ — коэффициенты звукопоглощения, соответствующие этим поверхностям.

Величину A можно определить по приближенной формуле

$$A \approx k^2 \sqrt{V^2}, \text{ м}^2, \quad (47.VIII)$$

где k — коэффициент, равный 0,35 для пустых помещений и 0,6 для обычных производственных помещений; V — объем помещения, м^3 .

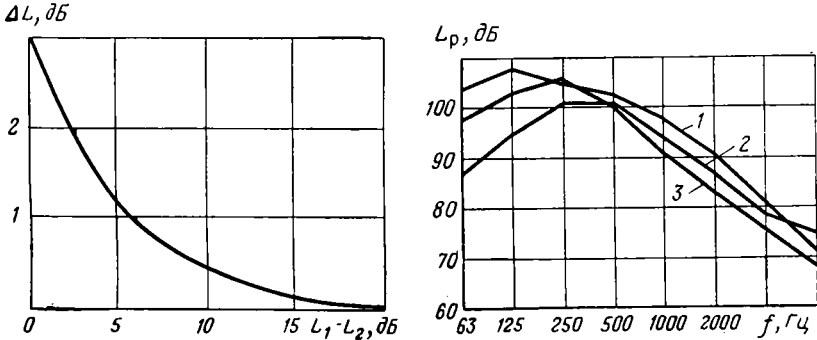


Рис. 16.VIII. График сложения уровней звукового давления

Рис. 17.VIII. Спектры звуковой мощности:

1 — вентилятора для метрополитена типа ЦАГИ ($D = 2400$ мм) с лопатками рабочего колеса К-06 при скорости вращения 300 об/мин; 2 — поезда метрополитена с вагонами типа Е в тоннелях с чугунной обделкой; 3 — вентилятора типа ВМД-24 при скорости вращения 320 об/мин

Показатель направленности $ПН$ представляет собой отношение силы звука, создаваемого направленным источником в данной точке, к той силе звука, которую развил бы в этой же точке ненаправленный источник, имеющий ту же звуковую мощность.

Так как в помещениях звуковое поле считается равномерным (в случае открытого пространства для вентиляционных киосков излучение звуков разных частот во все стороны также происходит равномерно), то показатель направленности $ПН$ для помещений и открытого пространства может быть принят равным $ПН = 0$.

Формула (43.VIII) справедлива для определения как общего уровня шума, так и отдельных его составляющих в полосах частот. Расчет обычно ведется в октавных полосах, поскольку источники шума излучают звук по-разному на отдельных частотах, а звуки разных частот затухают неодинаково в элементах сети.

Если имеется несколько источников шума, действующих на рассматриваемую точку, то суммарный уровень звукового давления в этой точке можно определить с помощью графика (рис. 16.VIII), где по оси абсцисс отложена разность $L_1 - L_2$, а по оси ординат — величина ΔL , которую нужно прибавить к большему уровню L_1 , чтобы получить суммарный уровень. Так последовательно складываются все n составляющих.

Полученные уровни L в октавных полосах сопоставляют с допустимыми по нормам [40] и определяется необходимая частотная характеристика снижения шума, по которой проектируется шумоглушение.

Для жилой застройки предельно допустимые уровни звукового давления в октавных полосах на расстоянии 2 м от ограждающих конструкций жилых зданий (продолжительность воздействия шума более 4 ч, ночное время, тоннельный шум) для кривой предельного спектра «35» следующие:

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	62	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Уровни звуковых давлений, дБ	62	52	44	39	35	32	30	28

Несмотря на кратковременный характер шума поездов метрополитена, допустимый уровень их шума на поверхности можно принимать по этим же нормам.

В том случае, когда вентиляционный киоск должен находиться среди проектируемого жилого массива, а расстояние до ближайших домов неизвестно, допустимый шум следует обеспечить на расстоянии 15 м от киоска.

Норму уровня шума для служебных помещений станций следует принимать соответствующей предельному спектру «55». Этот спектр по нормам [40] допустим в таких помещениях, как здравпункты, заводоуправления, кабины наблюдения и др.

Величины предельно допустимых уровней шума для стационарных помещений следующие:

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	62	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Уровни звуковых давлений, дБ	78	69	63	58	55	52	50	49

Норма уровня шума для путевых тоннелей принимается из расчета того, чтобы, во-первых, персонал, занятый на ремонтных работах и находящийся в тоннеле у вентиляционной камеры в период прекращения движения поездов, мог услышать шум приближающейся ремонтной дрезины, находящейся в тот момент на расстоянии тормозного пути от вентиляционной камеры, а во-вторых, чтобы шум вентилятора, проникающий в тоннель, не превышал допустимых норм для промышленных предприятий [40].

На основании исследований авторов уровни допустимого шума вентиляторов для тоннелей составляют:

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	62	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Уровни звуковых давлений, дБ	97	88	83	78	72	62	54	47

Источники шума. Звуковая мощность и ее спектр определяются по шумовой характеристике вентилятора. Теория этого вопроса изложена в работах [69, 68].

Уровень суммарной звуковой мощности вентилятора, если известен диаметр колеса D и окружная скорость U определяется по формуле

$$L_p = \bar{L}_{ш} + 60 \lg U + 20 \lg D - 6 + 10 \lg n_{ве}, \text{ дБ}, \quad (48.VIII)$$

а если известны производительность вентилятора L (м³/с) и полное давление H (кгс/м²), то по формуле

$$L_p = \tilde{L} + 25 \lg H + 10 \lg L + 18 + 10 \lg n_{ве}, \text{ дБ}, \quad (49.VIII)$$

где $n_{ве}$ — число одновременно работающих вентиляторов; $\bar{L}_{ш}$ и \tilde{L} — опытные акустические коэффициенты (соответственно названные отвлеченным уровнем шума и критерием шумности), величина которых определяется типом вентилятора и рабочей точкой на его безразмерной аэродинамической характеристике; $\bar{H} = \varphi(\bar{L})$ или $\bar{H} = H/\rho U^2$ — коэффициент полного давления; $\bar{L} = 4L/\pi D^2 U$ — отвлеченная производительность вентилятора.

Акустические коэффициенты связаны между собой соотношением

$$\tilde{L} = \bar{L}_{ш} - 25 \lg \bar{H} - 10 \lg \bar{L}, \text{ дБ}. \quad (50.VIII)$$

Уровни звуковой мощности в частотных полосах L_{pt} вычисляются по универсальной для каждого вентилятора функции, определяемой экспериментальным путем,

$$L_p - L_{pt} = \varphi\left(\frac{f}{n}\right), \text{ дБ}, \quad (51.VIII)$$

где f — частота, Гц; n — скорость вращения вала вентилятора, об/мин.

Значения \tilde{L} для эксплуатируемых в настоящее время в установках тоннельной вентиляции осевых вентиляторов ЦАГИ К-06 и ВОМД-24 с диаметром рабочего колеса $D = 2,4$ м и частотой вращения соответственно $n = 300$ и $n = 320$ об/мин при установке лопаток колес под углом $\theta = 20 \div 45^\circ$ следующие:

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	62	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Критерий шумности:								
для К-06	27	31	28	26	21	14	4	-6
для ВОМД-24	20	24	27	22	14	5	-2	-9

Спектры звуковой мощности этих вентиляторов показаны на рис. 17.VIII.

Уровень звуковой мощности шума, попадающего в вентиляционный канал из тоннеля от движущихся поездов, определяется по формуле

$$L_{pn} = L_k + 10 \lg F_k, \text{ дБ}, \quad (52.VIII)$$

где L_k — уровень звукового давления в канале сечением F_k , выходящим в тоннель, дБ.

Значения L_k , полученные авторами из натуральных испытаний, следующие *:

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	62	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Уровень звукового давления L_k , дБ	77	85	91	91	84	77	68	65

У центробежных вентиляторов различных типов (Ц9-55, Ц4-70 и др.) частотные характеристики ($L_p - L_{pi}$), измеренные при одной и той же скорости вращения, мало отличаются друг от друга [68]. Поэтому в расчетах местной вентиляции можно считать, что уровни звуковой мощности L_{pi} в частотных полосах зависят только от \bar{L} , H , L и определяются по формуле (49.VIII). Значения критерия шумности \bar{L} для наиболее употребительных центробежных вентиляторов при $n = 700 \div 2800$ об/мин приведены в табл. 6.VIII.

Таблица 6.VIII

Место замера шума	Скорость вращения n , об/мин	Значения \bar{L} при частоте, Гц							
		62	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Вентилятор Ц9-55									
На входе	700—1400	13	23	20	17	13	9	5	0
	1400—2800	13	13	23	20	17	13	9	5
На выходе	700—1400	17	27	24	21	17	13	9	4
	1400—2800	17	17	27	24	21	17	13	9
Вентилятор Ц4-70									
На выходе	700—1400	7	17	14	11	7	3	-1	-6
	1400—2800	7	7	17	14	11	7	3	-1
На выходе	700—1400	10	20	17	14	10	6	2	-3
	1400—2800	10	10	20	17	14	10	6	2

Для осевых вентиляторов типа МЦ с дискретным спектром шума можно пользоваться табл. 7.VIII (z — число лопастей рабочего колеса).

Расчет затухания шума на пути его распространения. Прямые участки. Для определения затухания шума на прямых участках воздухопроводов можно пользоваться формулой

$$\Delta L_p = 4\alpha_k \frac{l}{d_r}, \text{ дБ}, \quad (53.VIII)$$

* Спектр звуковой мощности поезда показан на рис. 17.VIII ($F_k = 9 \text{ м}^2$).

где α_k — опытный коэффициент (для металлических воздуховодов он может быть принят равным 0,01, для железобетонных и оштукатуренных — 0,05, для шлакоалебастровых — 0,08); l — длина канала, м; $d_r = \frac{4F}{\Pi}$ — гидравлический диаметр (F — площадь поперечного сечения канала, м², Π — периметр сечения, м), м.

Таблица 7.VIII

Значения z и a	Характер шума						
	дискретный		сплошной				
	$zn_{вс}$	$2zn_{вс}$	Частота, Гц				
			500	1000	2000	4000	8000
Значение \tilde{L}							
$z=4, a=15^\circ$	21	16	23	23	18	12	5
$z=4, a=20^\circ$	17	12	19	19	14	—8	1
$z=4, a=25^\circ$	21	16	23	23	18	12	5
$z=8, a=15^\circ$	24	19	26	26	21	15	8
$z=8, a=20^\circ$	21	16	23	23	18	12	5
$z=8, a=25^\circ$	27	22	29	29	24	18	11

В каналах с ребристым перекрытием, в тьюбинговых и железобетонных ребристых тоннелях из-за отражения звука от многочисленных ребер наблюдается дополнительное затухание шума особенно заметное на высоких частотах. Зависимости затухания на один калибр длины ($l = d_r$) каналов и тоннелей показаны на рис. 18.VIII и 19.VIII. В табл. 8.VIII приведены средние значения затухания, которыми можно пользоваться при расчетах.

Таблица 8.VIII

Тип канала и тоннеля	Затухание шума на один калибр длины, ДБ							
	при частоте (Гц)							
	61	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Канал с ребристым перекрытием . . .	0,4	0,55	0,65	0,8	0,9	1	1,1	1,2
Канал со ступенчатым полом	0,15	0,22	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
Круглый тьюбинговый тоннель	0,2	0,4	0,75	1,1	1,4	1,7	2,1	2,5
Тоннель из сборного железобетона	0,2	0,35	0,45	0,58	0,69	0,8	0,9	1,0

Повороты. Проведенные авторами исследования затухания шума в выработках при поворотах под углом 90° , имеющих форму, показанную на эскизах и графиках (см. рис. 20.VIII; I, II, III), выявили, что в затухании наблюдается максимум, когда на глубине поворота b (см. рис. 20,а.VIII) укладывается половина

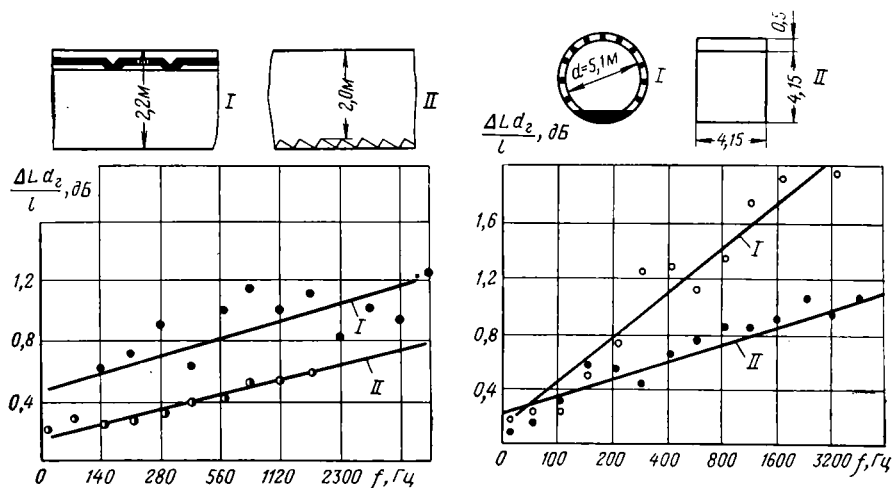


Рис. 18.VIII. График затухания шума в каналах с различной формой ребристой поверхности:

I — для канала с ребристым перекрытием; II — для канала со ступенчатым полом

Рис. 19.VIII. График затухания шума в тоннелях метрополитена для тюбинговой чугунной обделки (I) и обделки из сборного железобетона (II)

длины волны $\lambda/2$ ($\lambda = c/f$, где c — скорость распространения звука; f — частота), и минимум, когда на глубине b укладывается длина волны λ .

Для расчета уменьшения шума на повороте при заданной глубине b можно пользоваться зависимостью, выражающей кривую среднего затухания, построенную как функцию от безразмерной частоты и обозначенную на рис. 20,б.VIII жирной линией:

$$\Delta L_p = \varphi \left(\frac{fb}{c} \right), \text{ дБ.} \quad (54.VIII)$$

Для поворотов каналов на 180° (два последовательных поворота на 90°) величину уменьшения шума можно принимать в среднем в 1,5 раза больше, чем одного поворота на 90° .

Камеры. Под камерами подразумеваются короткие участки канала (в основном около вентиляторов, рис. 21.а.VIII) с диффузным звуковым полем. Уменьшение шума в них можно определить по формуле

$$\Delta L_p = 10 \lg \left(1 + \frac{\alpha S}{F_k} \right), \text{ дБ,} \quad (55.VIII)$$

где α — средний коэффициент звукопоглощения стенок камеры ($\alpha \approx 0,05$); S — поверхность стенок, м²; F_k — площадь сечения канала, выходящего (по ходу звука) из камеры, м².

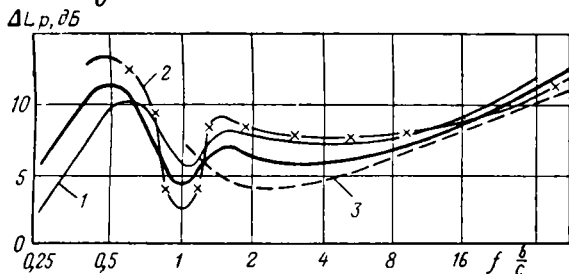
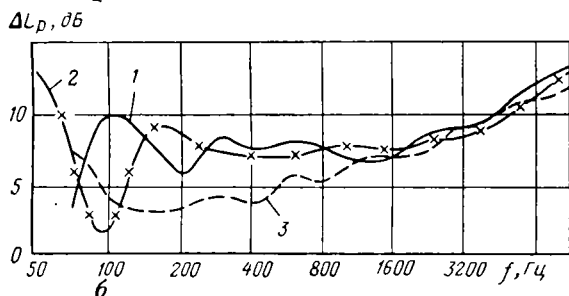
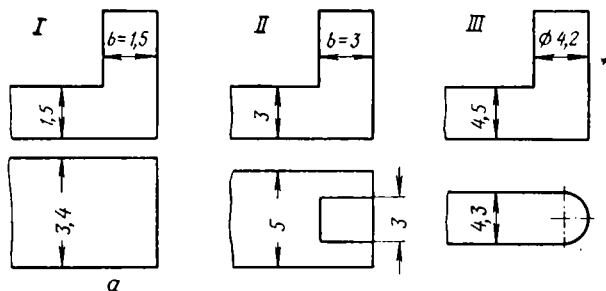


Рис. 20.VIII. График затухания шума на поворотах

Разветвления. Уменьшение шума в тройниках воздухопроводов местной вентиляции можно определять по графику (см. рис. 22.VIII) или по формуле

$$\Delta L_{pi} = 10 \lg \frac{(1 + m_0)^2}{4m_i}, \text{ дБ}; \quad (56.VIII)$$

$$m_0 = \frac{F_1 + F_2}{F};$$

$$m_i = \frac{F_i}{F};$$

$$i = 1 \text{ или } 2$$

в зависимости от того, какое ответвление мы рассматриваем.

В силу предположения о диффузности* звукового поля в каналах тоннельной вентиляции можно считать, что звуковая энергия, поступившая по подводящему каналу, распределяется между отводящими каналами пропорционально площадям их поперечных сечений. Однако в действительности некоторая часть

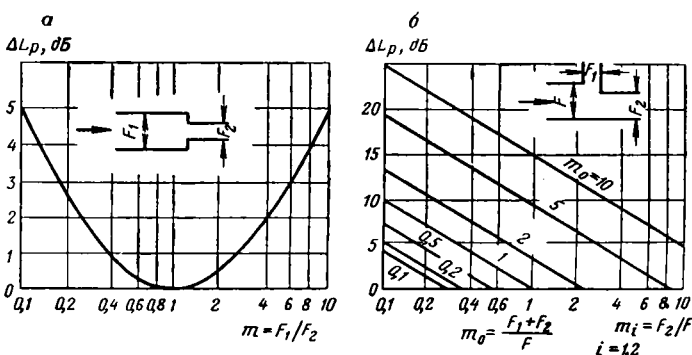
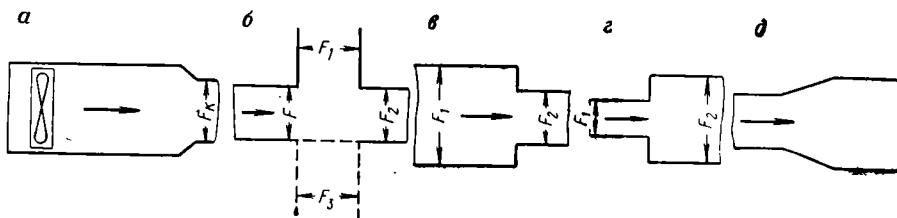


Рис. 21.VIII. Элементы сети тоннельной вентиляции

Рис. 22.VIII. График для определения уменьшения шума в элементах сети местной вентиляции:

а — изменение сечения; б — разветвления

звуковой энергии отражается назад в подводящий канал и равномерность распределения нарушается.

Уменьшение уровня звуковой мощности ΔL_{pj} в j -м ответвлении по отношению к подводящему каналу (см. рис. 21б.VIII) может быть определено по формуле

$$\Delta L_{pj} = 10 \lg \frac{k_{отр} F + F_1 + F_2 + F_3}{F_j}, \text{ дБ}, \quad (57.VIII)$$

где F , F_1 , F_2 , F_3 — площади каналов разветвления, в том числе и рассматриваемое F_j ; $k_{отр}$ — коэффициент отражения по энергии (может быть принят равным 0,5).

* Диффузным звуковым полем в каналах можно считать такое поле, при котором уровни звукового давления в любой точке поперечного сечения канала примерно одинаковы.

Это значение $k_{отр}$ можно принимать в инженерных расчетах. Формула (57.VIII) окончательно примет вид

$$\Delta L_{pj} = 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^n F_{отв} + 0,5F}{F_j}, \text{ дБ.} \quad (58.VIII)$$

где $\sum_{i=1}^n F_{отв}$ — сумма площадей каналов ответвлений.

Изменения сечения. Для каналов местной вентиляции уменьшение уровня звуковой мощности при внезапном изменении сечения (сужении или расширении) может быть определено по графику (см. рис. 22.VIII) или по формуле

$$\Delta L_p = 10 \lg \frac{(1+m)^2}{4m}, \text{ дБ,} \quad (59.VIII)$$

где m — отношение площадей F_1/F_2 .

Уменьшение уровня звуковой мощности ΔL_p для больших каналов (в предположении диффузности поля) оценивается следующим образом: если канал сужается скачком (см. рис. 21a.VIII), то за счет отражения волн от стенки

$$\Delta L_p = 10 \lg \frac{F_1}{F_2}, \text{ дБ,} \quad (60.VIII)$$

где F_1 и F_2 — площадь сечения соответственно до и после сужения (по направлению распространения звуковых волн).

Если канал расширяется или сужается плавно (см. рис. 21, г, д.VIII), то ΔL_p может быть принято равным 0.

Жалюзийные решетки. В жалюзийных решетках можно приблизительно считать ослабление уровня шума равным $\Delta L_p = 5$ дБ на всех частотах при скорости v не более 5 м/с.

Расчет шума, проникающего через конструкции. В служебные помещения станций метрополитена шум вентиляторов проникает не только по каналам, но и через строительные конструкции стен, перекрытий и полов за счет их звукопроницаемости. Уровень звукового давления шума, проникающего через конструкцию из вентиляционного канала 1 в помещение 2, определяется по формуле

$$L_2 = L_1 - R - 10 \lg \frac{A}{S_k}, \text{ дБ,} \quad (61.VIII)$$

где L_1 — уровень звукового давления в канале 1, дБ; S_k — площадь поверхности конструкции, через которую передается шум, m^2 ; R — звукоизолирующая способность конструкции дБ; A — суммарное звукопоглощение помещения 2, определяемое по формуле (47.VIII).

Уровень звукового давления в канале 1 L_1 определяется по формуле (43.VIII) при $ПН = 0$

$$L_1 = L_p - \sum_{i=1}^n \Delta L_p - 10 \lg F_1, \text{ дБ,} \quad (62.VIII)$$

где F_1 — площадь сечения канала, м²; откуда проникает шум в помещение.

Величина звукоизолирующей способности R находится в соответствии с «Указаниями» [52]. Для ориентировочных расчетов величина R может быть определена по формуле [69]

$$\Delta L, \text{дБ}$$

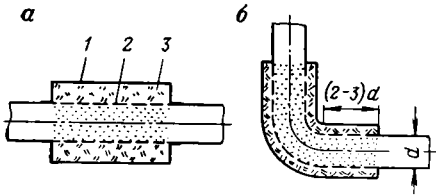
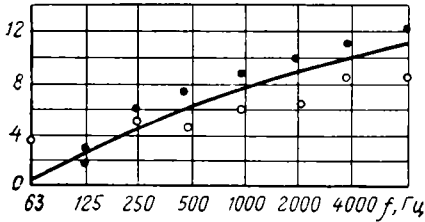


Рис. 23.VIII. График звукоизоляции металлических дверей в установках тоннельной вентиляции

Рис. 24.VIII. Схема глушителей шума местной вентиляции:

а — на прямых участках; б — на поворотах; 1 — герметический кожух; 2 — перфорированный воздуховод; 3 — звукопоглощающий материал

одинаково затухают в глушителях, поэтому их расчет приводится также по частотам.

Глушители шума местной вентиляции чаще всего делают в виде звукопоглощающих облицовок каналов на прямых участках и поворотах. Принципиальная схема таких глушителей приведена на рис. 24.VIII. Трубчатый глушитель состоит из герметического кожуха 1 и внутренней трубы 2, между которыми находится звукопоглощающий материал 3 (минеральная и капроновая вата, стекловолокно и т. п.). Труба 2 изготавливается из перфорированного листового материала или из металлической сетки. Коэффициент перфорации следует принимать не менее 0,2. Для предотвращения выдувания звукопоглощающего материала он закрывается стеклотканью.

При расчете затухания в трубчатых глушителях можно пользоваться данными среднего затухания на калибр длины, приведенными в табл. 9.VIII. За калибр принята величина $d_0 = 4F/\Pi$,

$$R = 20 \lg Gf - 47,5, \text{дБ. (63.VIII)}$$

где G — масса 1 м² ограждения, кг; f — частота, Гц.

Если помещение отделено от источника шума ограждением, в котором имеются окна или двери, то в этом случае расчет звукоизоляции следует вести для этих элементов как наиболее звукопроводящих и определяющих общую звукоизоляцию ограждения.

Звукоизоляцию металлических дверей, устанавливаемых в вентиляционных установках, можно оценивать по графику рис. 23.VIII.

Расчет глушителей шума. Задачей акустического расчета глушителей является выбор конструкции глушителя и определение его размеров при заданной величине затухания шума. Звук с различной частотой не-

Таблица 9.VIII

Глушитель	Параметры глушителя		Частота, Гц							
	Материал и его плотность, кг/м ³	Толщина облицовки, мм	62	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
			Затухание на один калибр, БД							
Облицовка канала с четырех сторон	Минеральная вата 150	50	—	0,8	0,8	2	2,4	4,5	2,4	2
	Капроновая вата 60	200	1,5	2,7	3,5	4,8	4,5	4,5	2,6	2,4
	Стекловолокно	100	1,2	2,5	3,5	3	3,2	5	2,4	2,4
	Капроновая вата 60	200	1,5	3	4	4,5	5	4,7	2,4	2,5
Облицовка канала с одной стороны	Капроновая вата 60	100	0,8	1,5	3	3,5	4	3,5	2	1,5
	Капроновая вата 60	40	2	3	4,2	3,2	6	9,5	11	9
	Капроновая вата 60	100	2,5	3,6	4,8	8,3	11,5	8	3,5	2,5
	Капроновая вата 60	160	3,5	5	6	11	8,7	6	5	3,5
Капроновая вата 60	200	3,5	7,5	7,2	9,8	11	7,8	3,5	3,5	

где F — площадь проходного сечения в глушителе, м²; L — периметр облицованной части, м.

Для круглых воздухопроводов с некоторым приближением можно пользоваться данными затухания как и для квадратных воздухопроводов.

Значительное распространение в установках тоннельной вентиляции в свое время получили глушители, изготавливаемые из звукопоглощающих керамических блоков Ожерельевского завода (размером 140 × 180 × 360 мм). Глушители представляют собой ряд продольных пластин толщиной 180 мм, которые устанавливаются в каналах в виде одной или двух секций длиной 5 м каждая. Расстояние между пластинами обычно 350—400 мм. Глушители обладают высокой акустической эффективностью на средних и высоких частотах, но на низких частотах затухание шума в них незначительно. Для расчетов глушителей шума, изготовленных из блоков, можно пользоваться данными среднего затухания шума на один калибр:

f , Гц	62	125	250	500	1000	2000	4000	8000
ΔL_p , дБ	0,5	1	1,8	2,4	2,7	2,7	2,4	1,7

Керамические блоки хрупки и имеют небольшую прочность на сжатие. При транспортировке бой достигает 30%.

При эксплуатации пластины глушителей из керамических блоков подвергаются сильному запылению, а под действием промывки водой они разрушаются.

Учитывая недостатки керамических блоков, взамен их в настоящее время во всех установках тоннельной вентиляции отечественных метрополитенов широко применяются глушители шума, выполняемые из звукопоглощающих бетонных пористых блоков размером 180 × 180 × 360 мм.

Звукопоглощающий материал для глушителей шума (звукопоглощающий бетон со сквозными порами), а также конструкции глушителей из этого материала разработаны по заданию Метрогипротранса в Московском инженерно-строительном институте им. В. В. Куйбышева при участии авторов.

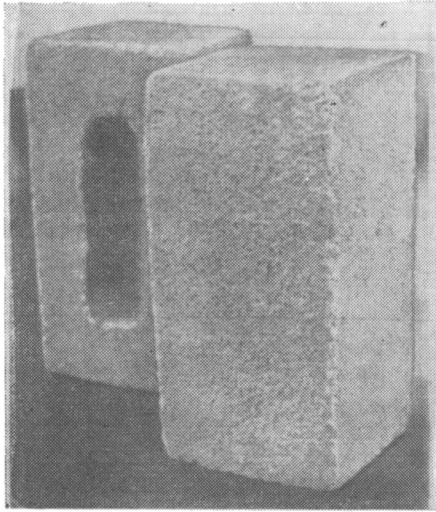


Рис. 25.VIII. Внешний вид блоков размером $180 \times 180 \times 360$ мм из звукопоглощающего бетона с сквозными порами — сплошной и с одним сквозным отверстием

Звукопоглощающий бетон является из возможных разнообразных материалов наиболее простым, надежным и высокоэффективным материалом, по своим свойствам полностью отвечающий характеру тоннельных сооружений.

На способ изготовления звукопоглощающего бетона получено авторское свидетельство [75].

Блоки из звукопоглощающего пористого бетона (рис. 25.VIII) размером $180 \times 180 \times 360$ мм изготавливаются двух видов — сплошные массой около 20 кг и с одним сквозным отверстием массой около 14 кг.

Прочность блоков на сжатие составляет 50—100 кгс/см², а коэффициент звукопоглощения — 0,4—0,9. Процесс изготовления этих блоков простой, в связи с чем они могут изготавливаться на любом заводе железобетонных изделий.

Временные технические условия на изготовление звукопоглощающих бетонных пористых блоков, составленные авторами, приведены в приложении 7.

Пластинчатые глушители шума, сооружаемые из сплошных бетонных пористых звукопоглощающих блоков размером $180 \times 180 \times 360$ мм, располагаемые в вентиляционных тоннелях, изображены на рис. 26.VIII.

При выбранном расстоянии между пластинами необходимо знать длину глушителя l , при которой будет обеспечено требуемое затухание шума. Для определения необходимой длины глушителя с пластинами толщиной 180, 360 и 540 мм на рис. 27.VIII приведены графики, которые представляют собой зависимости величины длины глушителя, требуемой для заглушения шума на 1 дБ, от частоты колебаний при разных расстояниях a между пластинами. Полная длина глушителя l определяется как произве-

дение требуемого затухания ΔL_p на найденное из графиков значение l

$$l = \Delta L_p l, \text{ м.} \quad (64.VIII)$$

Порядок расчета следующий:

выбирается схема глушителя;

принимается расстояние a между пластинами;

для выбранной схемы глушителя по графикам 27.VIII определяется длина глушителя l (на 1 дБ) для принятых значений частот f ;

по заданному затуханию шума ΔL_{pi} на каждой частоте определяется длина глушителя $l = \Delta L_{pi} l$;

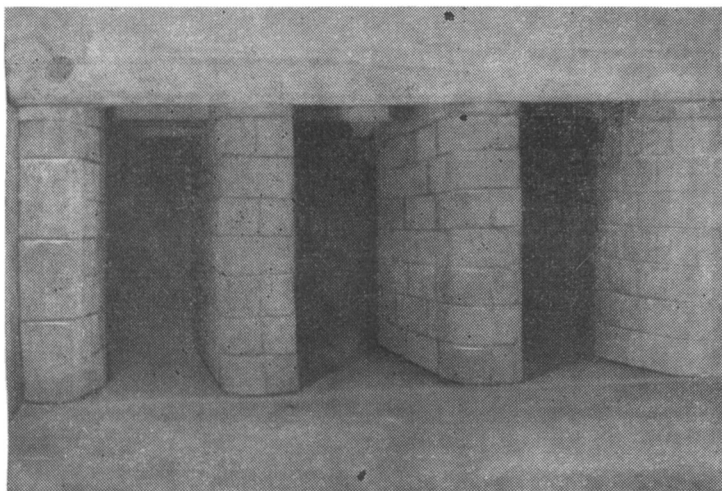


Рис. 26.VIII. Шумопоглощающие пластины из сплошных блоков размером $180 \times 180 \times 360$ мм, в вентиляционной камере тоннельной вентиляции (блоки изготовлены из шумопоглощающего бетона и имеют сквозные поры)

из всех полученных значений l выбирается наибольшее, которое и будет являться проектной длиной глушителя.

В том случае, когда размеры установки не позволяют установить глушитель такой длины, следует уменьшить размер a (увеличить число пластин) и заново произвести расчет.

Повороты каналов также целесообразно использовать для заглушения звука, размещая на боках звукопоглощающие облицовки из тех же блоков (рис. 28.VIII). Облицовка делается с воздушным промежутком 180 мм для увеличения поглощения на низких частотах. Затухание шума в облицовке торца поворота (см. рис. 28, а.VIII), начиная с частоты $f = 125$ Гц, составляет 3,5 дБ. Добавление облицовок боков поворота увеличивает затухание до 4,5 дБ. Увеличение высоты облицовки вдвое приводит

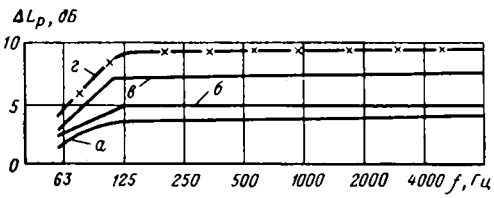
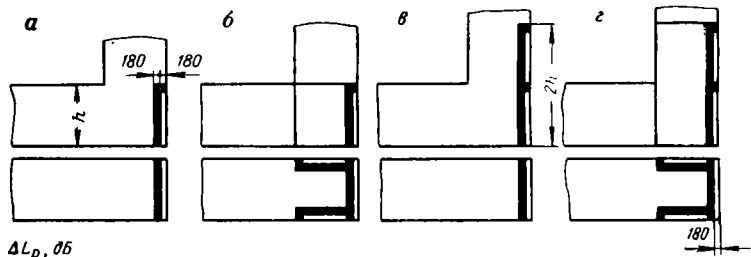
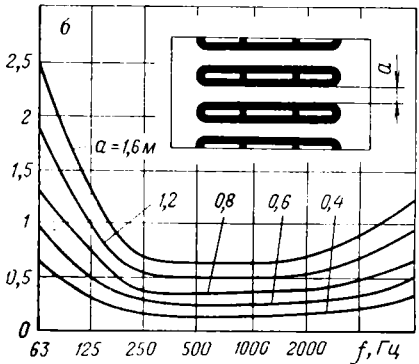
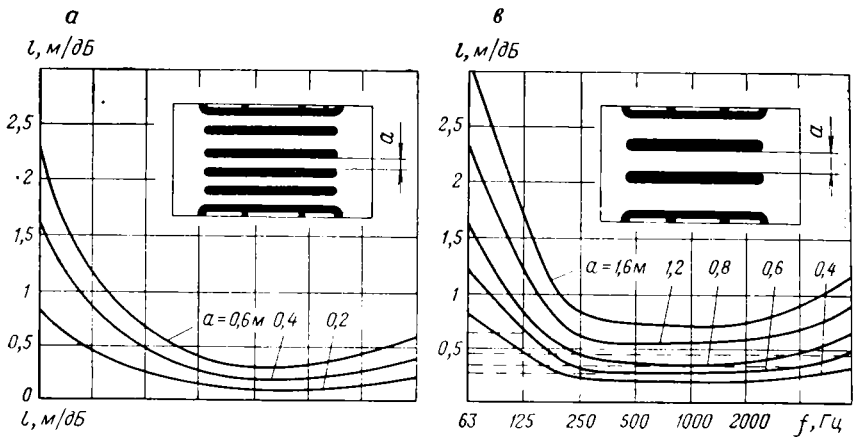


Рис. 27.VIII. График зависимости длины l глушителя, необходимого для заглушения шума (на 1 дБ) от частоты воздушных колебаний (для глушителя с шумопоглощающими пластинами (из бетонных блоков) толщиной 180 (а), 360 (б) и 540 мм (в); a — расстояние между пластинами

Рис. 28.VIII. График затухания шума в поворотах облицованных звукопоглощающими бетонами блоками

к удваиванию затухания ($\Delta L_p = 7$ дБ). Облицовка торца и боков поворота на двойную высоту канала вносит затухание $\Delta L_p = 9$ дБ. Таким образом, затухание шума на поворотах довольно значительно. Поэтому в тех случаях, когда требуется установка глушителей, необходимо прежде всего использовать повороты для глушения шума. Облицовывать повороты следует в том случае, если имеется возможность это сделать на двойную высоту канала и с воздушным промежутком.

Гидравлический расчет глушителей. Гидравлическое сопротивление глушителя характеризуется его коэффициентом сопротивления $\xi_{гл}$, который представляет собой отношение сопротивления Δp , вносимого глушителем, к динамическому давлению p_d в сечении перед глушителем:

$$\xi_{гл} = \frac{\Delta P}{P_d}. \quad (65.VIII)$$

Коэффициент сопротивления пластинчатых глушителей складывается из коэффициентов потерь на вход в глушитель $\xi_{вх}$, трение в пластинах $\xi_{тр}$ и выход из глушителя $\xi_{вых}$:

$$\xi_{гл} = \xi_{вх} + \xi_{тр} + \xi_{вых}. \quad (66.VIII)$$

Для пластинчатых глушителей из звукопоглощающих бетонных блоков величина $\xi_{гл}$ может быть определена по формуле

$$\xi_{гл} = \frac{1}{\bar{F}^2} \left[\xi' (1 - F) + 0,027 \frac{l}{a} + (1 - \bar{F})^2 \right], \quad (67.VIII)$$

где $\bar{F} = \frac{F_{жив}}{F_{канал}}$ — относительное живое сечение глушителя; l — его длина, м; a — расстояние между пластинами, м; ξ' — коэффициент (для закругленных пластин равен 0,2, а для незакругленных — 0,5).

Коэффициент сопротивления можно определять, пользуясь графиками рис. 29.VIII. На верхнем графике показана кривая зависимости суммы коэффициентов сопротивлений $\xi_{вх} + \xi_{вых}$ от относительного живого сечения глушителя \bar{F} при $\xi' = 0,2$. На нижнем графике показаны кривые зависимости коэффициента сопротивления глушителя на трение $\xi_{тр}$, отнесенного к 1 м длины, от относительного живого сечения глушителя \bar{F} при различных расстояниях a . Коэффициент сопротивления $\xi_{гл}$ находится как сумма

$$\xi_{гл} = (\xi_{вх} + \xi_{вых}) + \xi_{тр} l. \quad (68.VIII)$$

Пример. Произвести акустический расчет установки тоннельной вентиляции, схема которой изображена на рис. 30.VIII.

Шумовая характеристика вентиляторов. Установлены два одновременно работающих вентилятора К-06 с углом установки лопаток колеса $\theta = 30^\circ$. Диаметр колеса $D = 2,4$ м, скорость

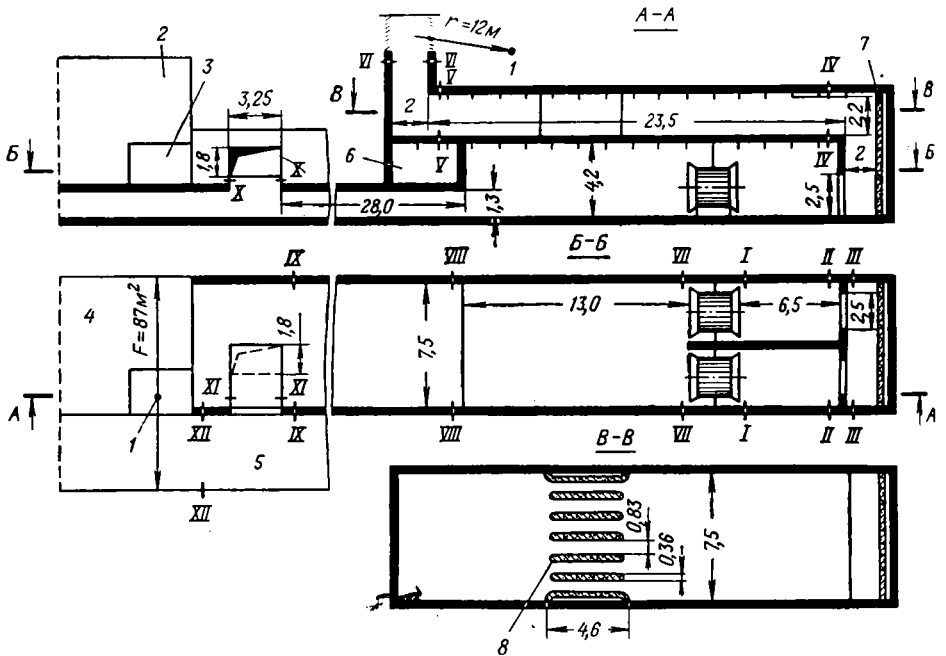
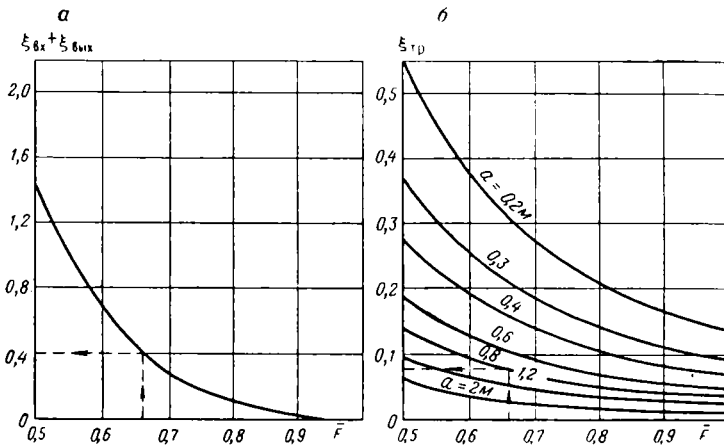


Рис. 29.VIII. График для определения гидравлического сопротивления пластинчатых глушителей

Рис. 30.VIII. К примеру акустического расчета установки тоннельной вентиляции:

1 — расчетная точка; 2 — станция; 3 — междупunkt; 4 — платформа станции; 5 — тоннель; 6 — помещение А; 7 — облицовка поворота (вариант II); 8 — пластинчатый глушитель (вариант I)

вращения 300 об/мин, производительность $L = 150\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$, полное давление $H = 55 \text{ кгс/м}^2$.

Уровень звуковой мощности вентиляторов

$$L = \frac{150\,000}{3600} = 41,7 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$\begin{aligned} L_p &= \bar{L} + 25 \lg 55 + 10 \lg 41,7 + 18 + 10 \lg 2 = \\ &= \bar{L} + 43,5 + 16,2 + 18 + 3 \approx \bar{L} + 81, \text{ дБ.} \end{aligned}$$

Расчет уровня звуковой мощности:

Расчет уровня звуковой мощности:

Частота, Гц	62	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L , дБ	27	31	28	26	21	14	4	-6
$L_p = \bar{L} + 81$, дБ	108	112	109	107	102	95	85	75

Уровень звуковой мощности, излучаемой в сторону входа и выхода, одинаков.

Расчет уровня шума установки у вентиляционного киоска на поверхности земли. Уровень шума на поверхности земли определяется в точке, отстоящей от вертикальной оси киоска на расстоянии $r = 19 \text{ м}$ при отсутствии глушителей в установке.

Для определения уровня шума подсчитываются все величины затуханий ΔL_p на пути распространения звука, которые суммируются и вычитаются из уровня звуковой мощности L_p вентиляторов. Затем определяется уровень звукового давления по формуле (43.VIII), где F находится по формуле (44.VIII). При $r = 19 \text{ м}$

$$F = 3\pi 19^{1,5} = 3 \cdot 3,14 \cdot \sqrt{19^3} = 790 \text{ м}^2; \quad 10 \lg F = 29 \text{ дБ.}$$

Подсчитанный уровень L сопоставляется с допустимым и определяется необходимое заглушение $\Delta L_{p, \text{гл}}$ (с запасом, равным 5 дБ)

$$\Delta L_{p, \text{гл}} = L - L_n + 5, \text{ дБ.} \quad (69.VIII)$$

Соответствующие расчеты приведены в табл. 10.VIII. На схеме вентиляционной установки нанесены расчетные сечения, между которыми и определяются затухания.

Расчет глушителей выхода. В данном случае возможны два варианта глушителей: пластинчатый глушитель (если нельзя по каким-либо причинам сделать облицовку поворотов) и повороты, облицованные поглотителем. Пластинчатый глушитель выбираем из двойных пластин без воздушного промежутка, поскольку максимум затухания требуется на частотах 500—100 Гц. Повороты облицовывают звукопоглощающими блоками в один ряд с воздушным промежутком. В обоих случаях устанавливаются звукопоглощающие бетонные блоки размером $180 \times 180 \times 360 \text{ мм}$.

Результаты расчета приведены в табл. 11.VIII.

Наиболее предпочтительно устанавливать глушители на поворотах, так как это требует меньшего расхода блоков и позволяет сократить размеры установки.

Сечение	Элемент сети	Расчет затухания	Средняя частота, Гц							
			62	125	250	500	1000	2000	4000	8000
I—II	Вентиляторная камера	<p>По формуле (55.VIII).</p> $\alpha = 0,05; F_k = 4,4 \times 3,7 = 15,5 \text{ м}^2$ <p>Поверхность ограждений (для одного вентилятора) $S = 2 \times 6,5 (4,2 + 3,7) + 2 \times 4,2 \times 3,7 = 134 \text{ м}^2$</p> $\Delta L_p = 10 \lg \left(1 + \frac{0,05 \times 134}{15,5} \right) = 1,5 \text{ дБ}$ <p>(на всех частотах)</p>	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
II—III	Внезапное сужение	<p>По формуле (60. VIII)</p> $F_1 = 4,2 \times 3,7 = 15,5 \text{ м}^2$ $F_2 = 2,5 \times 2,5 = 6,25 \text{ м}^2$ $\Delta L_p = 10 \lg \frac{15,5}{6,25} = 4 \text{ дБ (на всех частотах)}$	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0
III—IV	Поворот на 180° (последовательно два поворота)	<p>Приближенно считаем как величину для одного поворота с коэффициентом 1,5</p> <p>Глубина поворота $b = 2 \text{ м}$</p> $\text{Параметр } \frac{fb}{c} = \frac{f \cdot 2}{340} = \frac{f}{170}$ <p>Затухание по кривой рис. 20, б.VIII</p> <p>Затухание для двух поворотов</p>	0,37	0,74	1,47	2,94	5,9	11,8	23,5	47,0
			8,0	7,0	7,0	6,0	6,0	7,0	9,0	11,0
			12,0	10,5	10,5	9,0	9,0	10,5	13,5	16,5

IV—V	Прямой канал из сборного железобетона сечением 2,2×7,5 м и длиной 23,5 м	Затухание на один калибр (табл. 8.VIII) Число калибров $n = \frac{1D}{4F} = \frac{23,5 \times 2}{4 \times 2,2 \cdot 7,5} = 6,9$ Затухание ΔL_p на всей длине (на 6 и 9 калибрах)	0,4	0,55	0,65	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
V—VI	Поворот из канала к вентиляционному киоску	Затухание берем, как в сечении III—IV для одного поворота	8,0	7,0	6,0	6,0	7,0	7,0	9,0	11,0
VI—улица	Выход из вентиляционного киоска	$\Delta L_p = 5$ дБ на всех частотах	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
VI—улица	Общее затухание	$\sum_{i=1}^n \Delta L_p$	33,3	31,8	32,5	31,0	31,5	35,0	40,5	46,0
—	Уровень шума в расчетной точке	L по формуле (43.VIII) L_p $10 \lg F = 29$ дБ	45,7 108	51,2 112	47,5 109	47 107	41,5 102	31 95	15,5 85	0 75
—	Нормативная величина шума	L_n	62	52	44	39	35	32	30	28
—	Необходимая эффективность глушителя	$\Delta L_{p \text{ гл}}$ по формуле (69.VIII)	—	4,2	8,5	13	11,5	4	—	—

Таблица 11.VIII

Показатели	Средняя частота, Гц							
	62	125	250	500	1000	2000	4000	8000
	Требуемое глушение							
	—	4,2	8,5	13	11,5	4	—	—

Вариант I. Пластинчатый глушитель

Ширина канала $b = 7,5$ м, толщина пластин и боковой облицовки $\delta = 0,36$ м; уста- навливаем 5 пластин между двумя облицовками; рассто- яние между пластинами								
$a = \frac{b - n\delta}{n - 1} = \frac{7,5 - 7 \cdot 0,36}{7 - 1} =$ $= 0,83$ м, n — число пластин и облицовок								
Длина глушителя, требуемая для глушения (по графику рис. 27.VIII), м	1,6	0,8	0,4	0,35	0,35	0,35	0,45	0,6
Требуемая длина глушителя [по формуле (64.VIII)], м	—	3,36	3,4	4,55	4	1,4	—	—

Принимаем длину глушителя 4,6 м.

Вариант 2. Облицовочные повороты

Производим облицовку обоих поворотов на двойную вы- соту канала								
Затухание на один поворот (по графику рис. 28.VIII) дБ	3	7	7	7	7	7	7	7
Общее затухание, дБ	6	14	14	14	14	14	14	14

Определим гидравлическое сопротивление пластинчатого глушителя по варианту 1. Относительное сечение глушителя

$$\bar{F} = \frac{7,5 - 7 \cdot 0,36}{7,5} = 0,66.$$

Расстояние между пластинами $a = 0,83$ м, длина пластины $l = 4,65$ м.

По графикам (см. рис. 29.VIII) находим, что $\xi_{гр} = 0,075$ на 1 м длины глушителя, а $\xi_{вх} + \xi_{вых} = 0,4$. Следовательно, коэффициент сопротивления

$$\xi_{гл} = 0,4 + 0,075 \cdot 4,65 = 0,75.$$

Таблица 12.VIII

Сечение (по рис. 30.VIII)	Наименование элемента сети	Расчет затухания	Средняя частота, Гц								
			62	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
VII— VIII	Вентиляторная камера	По формуле (55.VIII). Поверхность ограждений $S = 2 \times 13 (7,5 + 4,2) + 2 \times 4,2 \times 7,50 = 370$ м; $F_k = 7,0 \times 1,3 = 9,1$ м ² ; $a \approx 0,05$; $\Delta Lp = 10 \lg \left(1 + \frac{0,05 \cdot 370}{9 \cdot 1} \right) = 5,2$ дБ	5,2	5,2	5,2	5,2	5,2	5,2	5,2	5,2	5,2
VIII— IX	Подплатформенное помеще- ние (прямой канал сбор- ный железобетонный се- чением 1,3×7,3 м и дли- ной 28 м)	Затухание на 1 калибр (табл. 8.VIII) $n = \frac{II}{4F} = \frac{28 \cdot 2 (1,3 + 7,3)}{4 \cdot 1,3 \cdot 7,3} = 12,6$ Затухание на всей длине ΔLp	0,4	0,55	0,65	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,2
IX—X	Тройник с отводом 1,8×3,25 м	По формуле (58.VIII) $\Delta Lp = \frac{0,5 \cdot 13 \cdot 7,3 + 1,3 \cdot 7,3 \cdot 1,8 \cdot 3,25}{1,8 \cdot 3,25 \cdot 1,8 \cdot 3,25} = 5,4$ дБ	5,4	5,4	5,4	5,4	5,4	5,4	5,4	5,4	5,4

Гидравлическое сопротивление глушителя при скорости движения воздуха в канале $v = 2 \cdot 150 000 / 3 600 \cdot 7,5 \cdot 2,2 = 5 \text{ м/с}$ (динамическое давление $P_d = 1,57 \text{ мм вод. ст.}$) равно

$$\Delta P = \zeta_{гд} P_d = 0,75 \cdot 1,57 = 1,18 \text{ м вод. ст.}$$

Расчет шума, проникающего в служебные помещения на платформе станции, приведен в табл. 12.VIII, из которой следует, что естественное затухание в сети настолько велико, что необходимость в глушителе отпадает.

Над платформенным каналом в самом его начале, находится служебное помещение А. Необходимо проверить, не создает ли проникающий из канала шум повышенный уровень его в этом помещении.

Расчет сведен в табл. 13.VIII.

Таблица 13.VIII

Расчет шума, проникающего в помещение А	Средняя частота, Гц							
	62	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Уровень звукового давления L_2 в помещении определяем по формулам (61.VIII) и (62.VIII)	108	112	109	107	102	95	85	75
F_1 — площадь канала под помещением $10 \lg F = 10 \lg 1,3 \cdot 7,3 = 9,8$	9,8	9,8	9,8	9,8	9,8	9,8	9,8	9,8
ΔL_p (из табл. 11.VIII)	5,2	5,2	5,2	5,2	5,2	5,2	5,2	5,2
R — звукоизоляция железобетонного пола толщиной 60 мм, через который передается шум $R = 20 \lg (132f) - 47,5 \text{ дБ}$ (по формуле (63.VIII))	31	37	43	49	55	61	67	73
$G = 132 \text{ кгс/м}^2$ А — суммарное звукопоглощение помещения [по формуле (47.VIII)]								
$A = 0,6 \sqrt[3]{55^2} = 8,5$								
V — объем помещения ($V = 55 \text{ м}^3$)								
S_k — площадь пола, равная $7,3 \times 3 = 21,9 \text{ м}^2$								
$k = 0,6$								
$10 \lg \frac{8,5}{21,9} = -4$	-4	-4	-4	-4	-4	-4	-4	-4
L_2	66	63	55	47	36	23	7	<0
Нормативная величина L_n	80	71	64	59	55	52	50	48
$L_2 - L_n + 5, \text{ дБ}$	<0	<0	<0	<0	<0	<0	<0	<0
Таким образом, проникающий шум не превышает допустимого уровня, поэтому глушители шума или добавочная звукоизоляция не требуются								

Принципиальные схемы и основные технические характеристики глушителей шума, сооруженных из звукопоглощающих пористых бетонных блоков размером $180 \times 180 \times 360$ мм, для наиболее широко встречающихся в практике случаев необходимости заглушения шума вентиляторов системы тоннельной вентиляции приведены в приложении 8.

В основу принципиальных схем положено применение вентиляторов ЦАГИ ($d = 2400$ мм с лопатками рабочего колеса типа К-06) и вентиляторов типа ВОМД-24, а также предельно допустимый уровень звукового давления от работы вентиляторов как на поверхности, соответствующий санитарным нормам [40], при условии расположения киоска до ближайшего здания на расстояние не менее 15 м, так и в тоннеле на основании таблиц, приведенных на с. 366 и 367.

§ 6. Вентиляционные шахты, эскалаторные тоннели, вентиляционные камеры и наземные вентиляционные киоски

Система вентиляции с естественным побуждением. В случае применения систем с естественным побуждением вентиляционные шахты должны сооружаться только сбоку тоннеля и отстоять как можно ближе от внутренней поверхности обделки тоннеля. Канал, связывающий тоннель с вентиляционным киоском, должен иметь наиболее благоприятные аэродинамические формы, в особенности на поворотах и в местах изменения сечения.

Сечение вентиляционного канала по условию снижения аэродинамического сопротивления в самом узком месте следует принимать не менее 2×3 м. Скорость движения воздуха, сечения шахты, вентиляционного киоска и жалюзи должны приниматься, такими, чтобы можно было пропустить заданное количество воздуха, используя напор, создаваемый движущимися поездами (см. § 5 главы VII). Верхняя часть проема в стене тоннеля для вентиляционного канала, идущего от тоннеля к наземному киоску, должна начинаться как можно ближе к его перекрытию, а низ — по возможности ближе к уровню головки рельсов (рис. 31.VIII). Для прекращения потока воздуха по стволу шахты он оборудуется металлическими клапанами. Для предотвращения проникновения шума от движения поездов на поверхность в район городской застройки вентиляционный канал шахты должен быть оборудован панельными глушителями шума в соответствии с требованиями, изложенными в предыдущем параграфе.

Системы вентиляции с искусственным побуждением. Как правило, в настоящее время в метрополитенах мелкого и глубокого заложения применяется система вентиляции с искусственным побуждением.

Сечение шахт, вентиляционных каналов и киосков в тоннелях мелкого и глубокого заложения следует определять, исходя из скорости движения в них воздуха от 5 до 8 м/с.

В стволах глубокого заложения скорость воздуха обычно бывает значительно меньше, так как для вентиляции, как правило, используются стволы, предназначенные и для других целей, сечением, большим, чем вентиляционные. Для регулирования подачи необходимого количества вентиляционного воздуха в каждый перегонный тоннель перегонную шахту и вентиляционную камеру наиболее целесообразно размещать между тоннелями. Конструктивно такое решение возможно, когда путевые однопутные тоннели находятся на достаточном друг от друга расстоянии, что соответствует в отечественных метрополитенах перегонным тоннелям, сооружаемым закрытым способом (рис. 32.VIII). Однако по условиям работ при сооружении шахты и вентиляционной камеры и использования такой шахты для большего комплекса горностроительных работ по трассе, а также по условиям возможности ее расположения на поверхности такую схему редко удается применить. Поэтому, как правило, перегонные вентиляционные шахты размещают сбоку тоннелей, так как для самостоятельной подачи воздуха на каждый путь можно подойти вентиляционным тоннелем к путевым тоннелям снизу (рис. 33.VIII) или сверху (рис. 34.VIII).

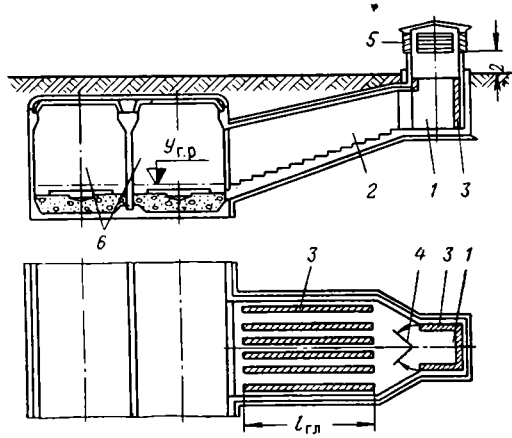


Рис. 31.VIII. Вентиляционная шахта и киоск для систем вентиляции тоннелей метрополитенов с естественным побуждением:

1 — вентиляционная шахта и киоск; 2 — вентиляционный канал; 3 — панельные глушители шума поездов; 4 — вентиляционные клапаны; 5 — жалюзийные решетки; 6 — путевые тоннели метрополитена

Нижнее расположение вызывает необходимость сооружения специальной местной водоотливной установки для откачивания грунтовых вод из пониженного места в путевые тоннели. Это вызывает дополнительные капитальные затраты и крайне нежелательно по эксплуатационным соображениям.

Верхний подход, как правило, невыполним, так как при глубоком заложении бывает недостаточна толщина устойчивых пород над тоннелем для сооружения ходка, а при мелком заложении недостаточна бывает грунтовая толща над перекрытием тоннеля.

Поэтому для упрощения работ и уменьшения капитальных

затрат за счет некоторого ухудшения распределения воздуха по путям перегонных тоннелей, как правило, применяется сквозное соединение вентиляционного тоннеля шахты с перегонными тоннелями с передачей воздуха на отдаленный от шахты перегонный тоннель через вентиляционную сбойку.

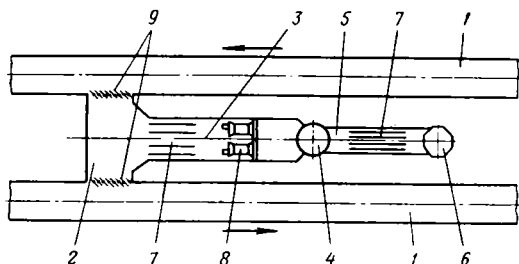


Рис. 32.VIII. Схема расположения вентиляционного ствола шахты между перегонными тоннелями глубокого заложения:

1 — перегонные тоннели; 2 — вентиляционные тоннели; 3 — вентиляционная камера; 4 — вентиляционный кiosk; 5 — вентиляционный канал у поверхности; 6 — вентиляционный кiosk; 7 — панельные глушители вентиляционного шума; 8 — осевые вентиляторы с электродвигателями типа ВОМД-24; 9 — жалюзийные — многостворчатые регулировочные клапаны

В тоннелях мелкого заложения передача воздуха в отдаленный от вентиляционной камеры тоннель производится через проем в перегородке, разделяющей два тоннеля.

Схема расположения перегонного вентиляционного комплекса производительностью на вытяжку до 380 000 м³/ч, а на приток до 310 000 м³/ч в составе шахты, вентиляционной камеры, вентиляционных тоннелей и кioskа показана для глубокого заложения на рис. 35.VIII, а для мелкого заложения — на рис. 36.VIII.

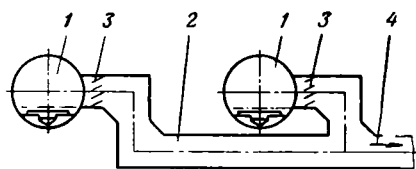


Рис. 33.VIII. Схема примыкания вентиляционных тоннелей снизу к путевым перегонным тоннелям: 1 — перегонные путевые тоннели; 2 — вентиляционные тоннели; 3 — жалюзийные — многостворчатые регулировочные клапаны; 4 — к вентиляционной камере и шахте

Вентиляционные камеры у перегонных шахт линии глубокого заложения целесообразно располагать внизу на уровне путевых тоннелей. Это объясняется тем, что обслуживание вентиляционных агрегатов удобнее, когда они расположены внизу, ввиду возможности более простого подхода к ним по путевым тоннелям, а также более простого обеспечения транспортными средствами в

ночное время при ремонтных работах. Кроме того, более отдаленное расположение вентиляционных агрегатов от вентиляционного кioskа на поверхности иногда позволяет отказаться от устройства шумоглушения и, как правило, создает возможность значительно сократить эти устройства за счет естественного глу-

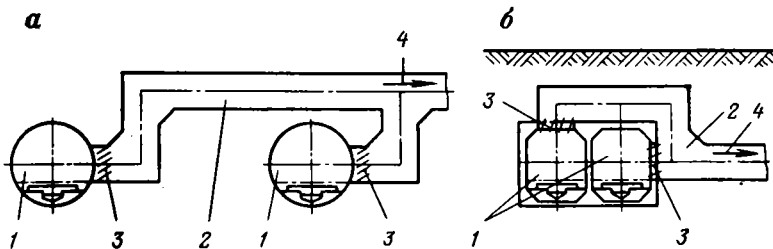


Рис. 34.VIII. Схема примыкания вентиляционных тоннелей сверху к путевым перегонным тоннелям:

a — при глубоком заложении; *b* — при мелком заложении; 1 — перегонные путевые тоннели; 2 — вентиляционные тоннели; 3 — жалюзийные — многостворчатые регулировочные клапаны; 4 — к вентиляционной камере и шахте.

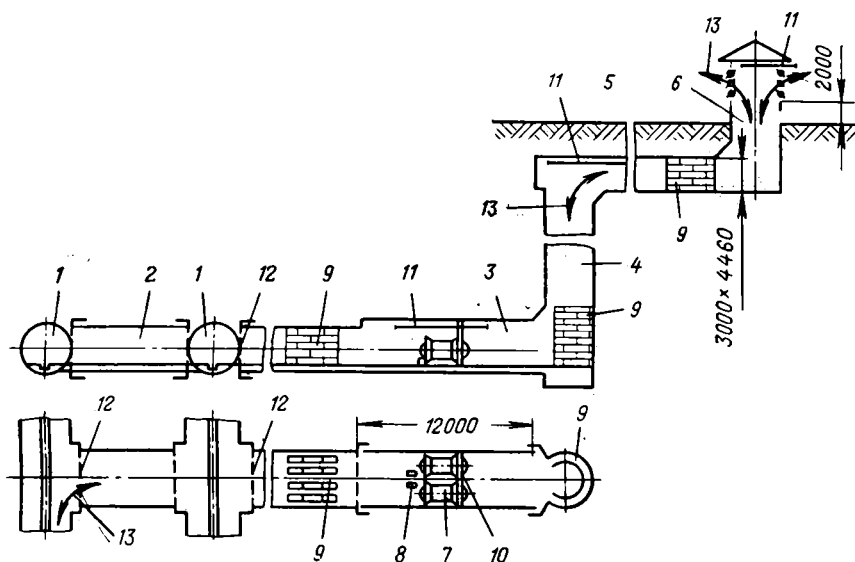


Рис. 35.VIII. Схема вентиляционной установки на перегоне между станциями глубокого заложения производительностью при прямом ходе до 380 000 м³/ч:

1 — перегонный путевой тоннель; 2 — сквозная вентиляционная сбойка $d_{вн} = 4100$ мм; 3 — вентиляционная камера $d_{вн} = 5600$ мм; 4 — ствол шахты $d_{вн} = 4500 \div 5600$ мм; 5 — верхний вентиляционный канал; 6 — вентиляционный киоск; 7 — осевой вентилятор типа ВОМД-24; 8 — электродвигатель вентилятора; 9 — глушители шума (панельные) из шумоглушащих блоков; 10 — разделительная перегородка; 11 — монтажная балка с блоком; 12 — металлическая решетка с дверью; 13 — направление движения воздуха

шения шума по длине вентиляционных тоннелей, шахты и на поворотах.

На рис. 36.VIII показан вариант расположения вентиляционной решетки у поверхности земли вместо вентиляционного киоска. Такое решение следует применять, если невозможно расположить

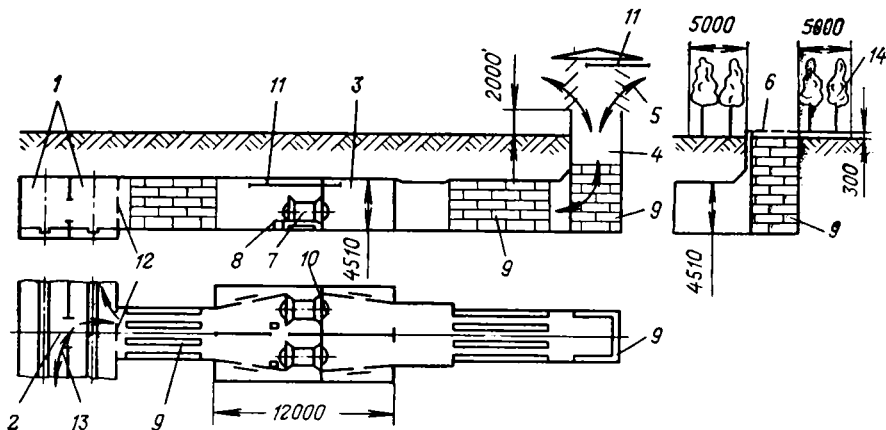


Рис. 36.VIII. Схема вентиляционной установки на перегоне между станциями мелкого заложения производительностью при прямом ходе до 380 000 м³/ч:

1 — перегонный тоннель; 2 — вентиляционный проем; 3 — вентиляционная камера; 4 — вентиляционная шахта; 5 — вентиляционный киоск; 6 — вариант вентиляционной шахты с решеткой на поверхности (без киоска); 7 — осевой вентилятор типа ВОВД-24; 8 — электродвигатель вентилятора; 9 — панельный глушитель шума из шумоглушащих блоков; 10 — разделительная перегородка; 11 — монтажная балка с блоком; 12 — металлическая решетка с дверью; 13 — направление движения воздуха; 14 — насаждения

киоск, но при этом вокруг решетки должна быть 5-метровая зеленая зона (густой кустарник и деревья).

В решетке должен быть предусмотрен решетчатый люк, запирающийся на замок.

В полу вентиляционных тоннелей должны быть спрофилированы лотки с уклоном не менее $i \approx 0,003$ в сторону к перегонным тоннелям метрополитена для отвода грунтовых вод, проникающих в сооружение через возможные неплотности гидроизоляции.

Верхние вентиляционные каналы в шахтах глубокого заложения, примыкающие к вентиляционным киоскам, а также вентиляционные каналы и камеры в тоннелях мелкого заложения должны прокладываться на глубине не менее 1 м для пропуска над ними городских кабельных сетей и устройства зеленых насаждений.

В отдельных случаях допускается пропуск через эти вентиляционные устройства городских сетей (водопровод, водосток, канализацию и кабельную сеть) в специальных защитных стальных кожухах при условии, что эти сети не осложнят эксплуатацию вентиляционной системы и не снизят расход воздуха. Пропуск газовой сети через вентиляционные каналы не допускается.

Городские коммуникации могут проходить в земле без защитных кожухов у вентиляционных каналов и киосков и на расстоянии не менее 10 м.

Опыт эксплуатации показал целесообразность совмещения вентиляционных и кабельных шахт при условии выделения решетчатым ограждением кабельного отсека шахты. При этом совмещаются для пропуска воздуха только вертикальная часть ствола, а верхние и нижние каналы должны сооружаться для вентиляции и кабельной системы раздельно.

Вентиляционные тоннели, шахты и вентиляционные камеры должны быть оборудованы водопроводом для мытья этих сооружений, а также освещением. Вентиляционная камера должна быть снабжена телефоном.

Шахты оборудуются лестницами. Вертикальные лестницы должны иметь ограждение и площадки не более чем через 3 м. Верхний вентиляционный канал от ствола шахты должен быть огражден балюстрадой с дверкой. Все внутренние углы поворотов вентиляционных каналов от поверхности до перегонных тоннелей, как правило, должны быть скошены под углом 45° , причем линия скоса должна быть длиной не менее 1,2 м. Это значительно снижает аэродинамическое сопротивление движению воздуха в месте поворота.

В вентиляционных установках глубокого заложения в случаях, если скорость воздуха у поворотов превышает 7 м/с, следует совместно со скосом для снижения аэродинамического сопротивления устанавливать направляющие лопатки. Число направляющих лопаток, расположенных у одного поворота, определяется конструктивными возможностями. С увеличением их числа аэродинамическое сопротивление уменьшается. Однако опыт строительства показывает, что по удобствам эксплуатации больше одной, редко двух лопаток устанавливать не удастся.

Вентиляционная камера и вентиляционные тоннели, расположенные между камерой и путевыми тоннелями, должны быть оборудованы рым-болтами и монтажными балками, рассчитанными на грузоподъемность 3 т для случая необходимости транспортирования электродвигателя от вентилятора к путевым тоннелям. В отдельных случаях, если не представляется возможным проложить монтажную балку до путевого тоннеля, на участке, где не прокладывается балка, пол должен быть тщательно спрофилирован и транспортирование электродвигателей производится по полу на специальной тележке.

Под перекрытием ствола шахты также необходимо располагать монтажную балку с выводом ее, как минимум, на 3 м на горизонтальный участок верхнего вентиляционного тоннеля. Эта балка необходима для использования при ремонтных работах в стволе. Ее грузоподъемная сила должна быть не менее 5 тс.

Применяемые в настоящее время вентиляторы типа ВОМД-24 (см. § 1 данной главы) с коллекторами по своим размерам позво-

ляют расположить их в тоннеле со сборной обделкой круглого сечения с внутренним диаметром $d_{\text{вн}} = 5,6$ м. Схемы такого размещения для перегонной вентиляционной камеры глубокого заложения показаны на рис. 35.VIII, мелкого заложения — на рис. 36.VIII, а конструкция вентиляционной камеры глубокого заложения — на рис. 37.VIII.

В боковой поверхности каждого вентилятора предусмотрено против рабочих колес по одному проему, закрытому съемными люками, для возможности регулировки лопаток. Перед люками должно быть предусмотрено соответствующее пространство для выемки лопаток.

Так как вентиляционная камера одновременно является и воздуховодом, то установленные в ней осевые вентиляторы перегородкой разделяются на всасывающую часть и нагнетательную. В перегородке необходимо располагать дверь, а так как разница давления на дверь может достигать 80 кгс/см^2 , то она должна быть выдвижной.

Размеры двери должны позволять транспортирование узлов вентиляционных агрегатов наибольшего размера, необходимого при ремонтных работах.

Перегородку следует сооружать после монтажа вентиляторов.

Конструкция и качество выполнения работ обделки вентиляционной камеры должны гарантировать ее водонепроницаемость. Вентиляционные камеры мелкого заложения при открытом способе производства работ имеют прямоугольное сечение, в котором вентиляторы располагаются свободнее, чем в круглом сечении.

Схема перегонной вентиляционной установки, сооруженной открытым способом, производительностью на прямом и реверсивном ходе до $45\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$ с двумя параллельно работающими осевыми вентиляторами ВОМД-24 показана на рис. 38.VIII. Для обеспечения одинаковой производительности как на прямом, так и на реверсивном ходе направление потока воздуха на вентиляторах сохраняется всегда постоянным, а реверсирование производится устройством обводных каналов и установкой переключающих жалюзийных (многостворчатых) клапанов. Так как реверсирование должно производиться только два раза в год, то переключение многостворчатых клапанов производится вручную. Повышение производительности каждого вентилятора до $225\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$ осуществлено устройством на каждом вентиляторе по одному напорному диффузору и по одному коллектору со стороны всасывания (такая поставка вентиляторов осуществляется по заказу, направляемому заводу-изготовителю).

Станции глубокого заложения можно вентилировать через шахты (рис. 39.VIII) или через наклонные эскалаторные тоннели (рис. 40.VIII).

Предпочтение следует отдавать станционным вентиляционным установкам, сообщающимся с поверхностью через наклонные эскалаторные тоннели, ввиду того, что они раньше могут вступить

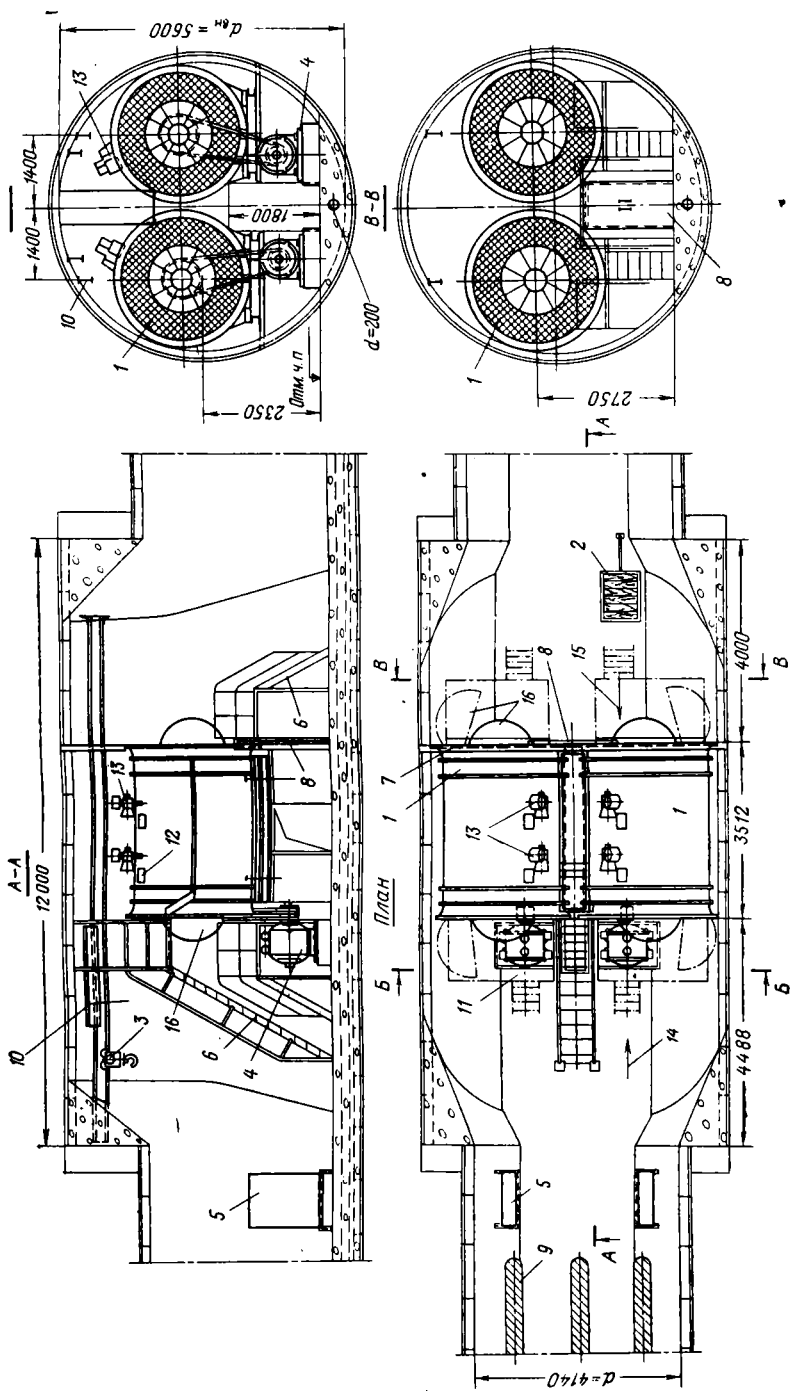


Рис. 37.VIII. Конструкция вентиляционной установки в камере из тубинговой обделки с внутренним диаметром $d_{\text{вн}} = 5600$ мм для тоннелей глубокого заложения с применением вентиляторов типа ВОМД-24:

1 — вентилятор ВОМД-24; 2 — тележка грузоподъемностью 1 т для транспортных операций при ремонтах вентилятора; 3 — тележка с кошкой грузоподъемностью 2 т; 4 — электропривод; 5 — шкаф местного управления; 6 — лестница с площадкой обслуживания; 7 — разделительная перегородка; 8 — дверь выдвижная в перегородке; 9 — пластичные глушители шума; 10 — монтажная балка; 11 — стельные площадки; 12 — люки с крышками для выемки лопаток рабочих колес; 13 — электроприводы с сервомоторами и командно-аппаратами для поворота лопаток направляющего и спирального аппаратов; 14 — направление потока воздуха при прямой работе; 15 — то же при работе на реверсе; 16 — кок вентилятора

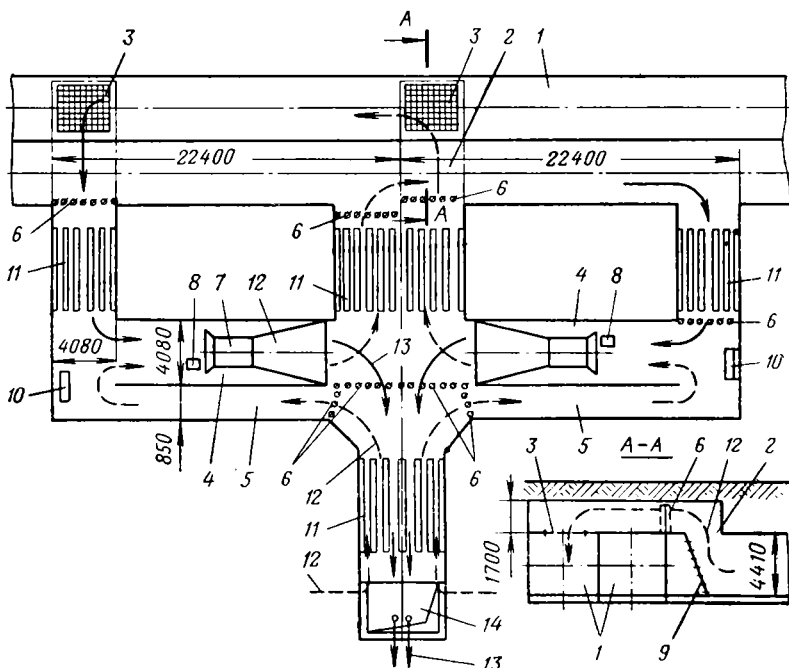


Рис. 38.VIII. Схема перегонной вентиляционной установки мелкого заложения производительностью на прямом и реверсивном ходе до $450\ 000\ \text{м}^3/\text{ч}$ с обводным каналом:

1 — путевой перегонный тоннель; 2 — вентиляционный канал над путевыми тоннелями; 3 — решетки; 4 — вентиляционные камеры; 5 — обводной канал мимо вентиляторов; 6 — жалюзиные клапаны; 7 — вентилятор осевой типа ВОМД-24 с одним диффузором и одним коллектором; 8 — электродвигатель мощностью 75 кВт; 9 — лестницы и площадки; 10 — электросборка; 11 — камеры глушения шума с панельными глушителями из шумоглушающих блоков; 12 — направление приточных потоков воздуха; 13 — то же, вытяжных; 14 — вентиляционный киоск

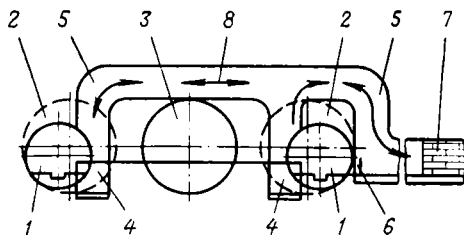


Рис. 39.VIII. Схема присоединения станционной вентиляционной установки глубокого заложения с забором воздуха через шахту к станции:

1 — путевой перегонный тоннель; 2 — путевой (боковой) станционный тоннель; 3 — средний станционный тоннель; 4 — вентиляционные каналы под платформой станции; 5 — вентиляционные каналы, соединяющие станцию с вентиляционной установкой (аналогично изображенной на рис. 34.VIII); 6 — дверь, соединяющая вентиляционный канал с путевым тоннелем; 7 — камера глушения шума; 8 — направление движения воздуха

в эксплуатацию и проветривать тоннели, чем вентиляционные установки, обслуживающие станционные стволы шахт. Это объясняется тем, что стволы станционных шахт вплоть до пуска в эксплуатацию линии метрополитена, а в целом ряде случаев и после пуска в эксплуатацию некоторое время остаются един-

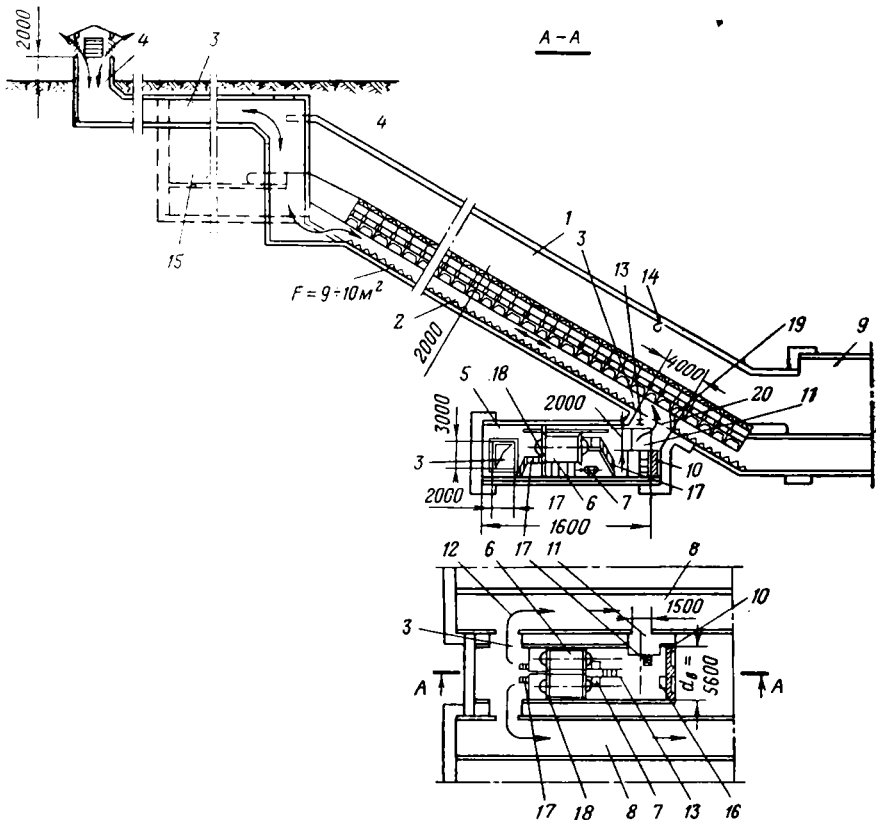


Рис. 40.VIII. Схема станционной вентиляционной установки глубокого заложения (с забором воздуха через вентиляционный отсек наклонного тоннеля эскалатора) производительностью при прямом ходе до $380\ 000\ \text{м}^3/\text{ч}$: 1 — наклонный эскалаторный тоннель; 2 — вентиляционный канал; 3 — вентиляционный канал; 4 — вентиляционная шахта и киоск; 5 — вентиляционная камера; 6 — осевой вентилятор типа ВОМД-24; 7 — электродвигатель вентилятора; 8 — вентиляционный канал под посадочной платформой станции; 9 — средний станционный тоннель; 10 — глушитель (панельный) из шумоглушащих блоков; 11 — вход в камеру с платформы станции; 12 — направление движения воздуха; 13 — монорейсы с тележками и кошками грузоподъемностью 2 т; 14 — рым грузоподъемностью 10 т (устанавливается временно для монтажа вентилятора); 15 — вестибюль подземный (за пределами разреза); 16 — электросборка; 17 — лестница с площадками; 18 — разделительная перегородка; 19 — перегородка глухая с дверью для прохода; 20 — решетка съёмная

ственными каналами, по которым поступают материалы, связанные с окончанием строительства. Поэтому в них долго не демонтируется шахтный подъем и горный комплекс, наличие которых

не позволяет закончить строительство и монтаж стационарной вентиляционной камеры.

Кроме того, стоимость капитальных затрат в варианте с наклонным тоннелем, как правило, несколько ниже, чем со стационарной шахтой.

В перечисленных вентиляционных установках применены осевые вентиляторы ВОМД-24. При их параллельной работе производительность установок может составить при прямом ходе до 380 000 м³/ч, а при реверсивном — до 310 000 м³/ч.

При оборудовании вентиляционных камер следует иметь в виду что для указанных типов вентиляторов прямой ход — это направление потока воздуха со стороны привода на вентилятор, а реверсивный ход — наоборот. Поэтому в перегонных вентиляционных установках реверсивных систем вентиляции электродвигатели должны быть обращены к путевым тоннелям, а в стационарных — к стволам шахт или наклонным эскалаторным тоннелям.

В установках и системах реверсивной вентиляции, в которых режим холодного времени года требует большего количества воздуха, чем режим теплого времени года, вышеописанное положение вентиляторов должно быть обратным.

В наклонном эскалаторном тоннеле предусматривается вентиляционный отсек, плотно изолированный перекрытием от остальной части эскалаторного тоннеля.

Имея в виду ограниченные возможности увеличения площади сечения этого отсека, которое составляет 9—10 м², скорость воздуха в этой части канала допускается увеличить до 11 м/с.

В связи с этим поверхность канала должна быть гладкой, оштукатуренной, с прикрытием щитами ребер перекрытия, а переходы каналов с одного сечения в другое и на поворотах должны иметь хорошие аэродинамические формы.

Схема стационарной установки (для метрополитенов мелкого заложения) производительностью до 380 000 м³/ч при прямом ходе и до 310 000 м³/ч при реверсивном ходе с двумя параллельно работающими вентиляторами ВОМД-24 показана на рис. 41.VIII, а с этими же вентиляторами, но производительностью до 450 000 м³/ч при прямом и обратном ходе — на рис. 42.VIII.

Для обеспечения одинаковой производительности как при прямом, так и при реверсивном ходе во втором случае (как и в перегонной установке) в камере предусмотрена обводная линия с многостворчатыми клапанами, переключающимися вручную. Вентиляторы работают постоянно в одном направлении, для увеличения их производительности они снабжены диффузорами.

Наиболее целесообразное расположение вентиляторов при совместной работе параллельное расположение рядом. Однако в отдельных случаях при ограниченных габаритах допускается их расположение со сдвижкой, как показано на рис. 8.VIII.

Вентиляционные установки на станциях мелкого заложения следует располагать между тоннелями непосредственно у одного

из торцов станции, что дает наименьшие капитальные затраты и позволяет кратчайшим путем подать воздух в отдаленный торец станции. В отдельных случаях, как исключение, допускается их расположение сбоку трассы у станции с устройством канала, обходящего сверху путевой тоннель и включающегося в торец

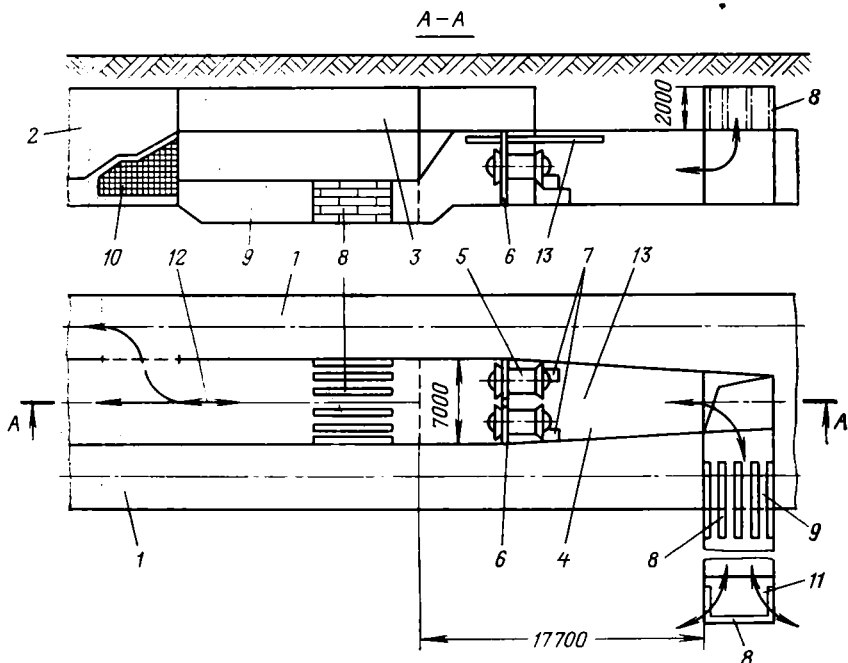


Рис. 41.VIII. Схема станционной вентиляционной установки мелкого заложения производительностью при прямом ходе до $380\,000\text{ м}^3/\text{ч}$:

1 — путевые станционные тоннели; 2 — средний станционный тоннель; 3 — входной вестибюль с лестницей на платформу станции; 4 — вентиляционная камера; 5 — вентилятор осевой. ВМД-24; 6 — разделительная перегородка; 7 — электродвигатель вентилятора; 8 — глушитель шума (панельный) из шумоглушащих блоков; 9 — вентиляционные каналы; 10 — вентиляционная решетка; в торце станции у боковой платформы; 11 — вентиляционная шахта и киоск; 12 — направление движения воздуха; 13 — монорейсы с тележками и кошками грузоподъемностью 2 т

станции. Такая схема более сложна, неудобна в эксплуатации и требует значительно больших капитальных затрат.

Вентиляционные каналы, примыкающие к путевым перегонным тоннелям и к станции, должны быть отделены от последних решетками, имеющими решетчатые двери с замками.

Вентиляционные шахты на поверхности должны оканчиваться наземными вентиляционными киосками с жалюзийными решетками и сетками для предохранения от попадания посторонних предметов и атмосферных осадков в киоск.

Вместо киосков возможно расположение решеток непосредственно у поверхности. Однако опыт эксплуатации 1-й очереди

Московского метрополитена показал отрицательные качества таких устройств при их расположении в проезжей части мостовой или на тротуарах.

Отрицательные стороны заключаются в том, что при работе на приток в вентиляционные шахты с решетками попадает значи-

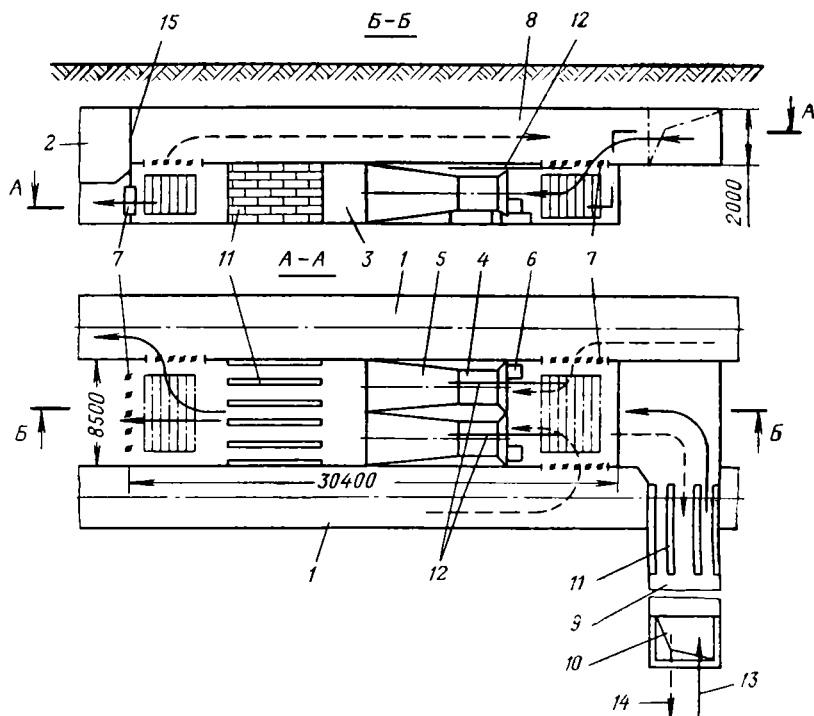


Рис. 42.VIII. Схема стационарной вентиляционной установки мелкого заложения с обводным каналом производительностью в оба направления до 450 000 м³/ч:

1 — путевые стационарные тоннели; 2 — средний стационарный тоннель; 3 — вентиляционная камера; 4 — вентилятор ВМД-24 с напорным диффузором и всасывающим коллектором; 5 — диффузор вентилятора; 6 — электродвигатель вентилятора; 7 — многостворчатые клапаны; 8 — обводной канал вентиляционной камеры; 9 — вентиляционный канал; 10 — вентиляционная шахта и киоск; 11 — глушители шума (панельные) из шумопоглощающих бетонных блоков; 12 — монорельсы с тележками и кошками грузоподъемностью 2 т; 13 — направление движения воздуха при работе камеры на приток; 14 — то же, на вытяжку; 15 — торец станции

тельно большее количество пыли и атмосферных осадков, чем при киосках, и воздух, поступающий в шахту, имеет сильное загрязнение выхлопными газами автотранспорта.

Решетки в киосках следует располагать на высоте не менее 2 м от поверхности до низа решеток, а киоски — в местах, не доступных для загрязнения воздуха вредными отходами производства (желательно на расстоянии не менее 20—30 м от жилых и общественных зданий).

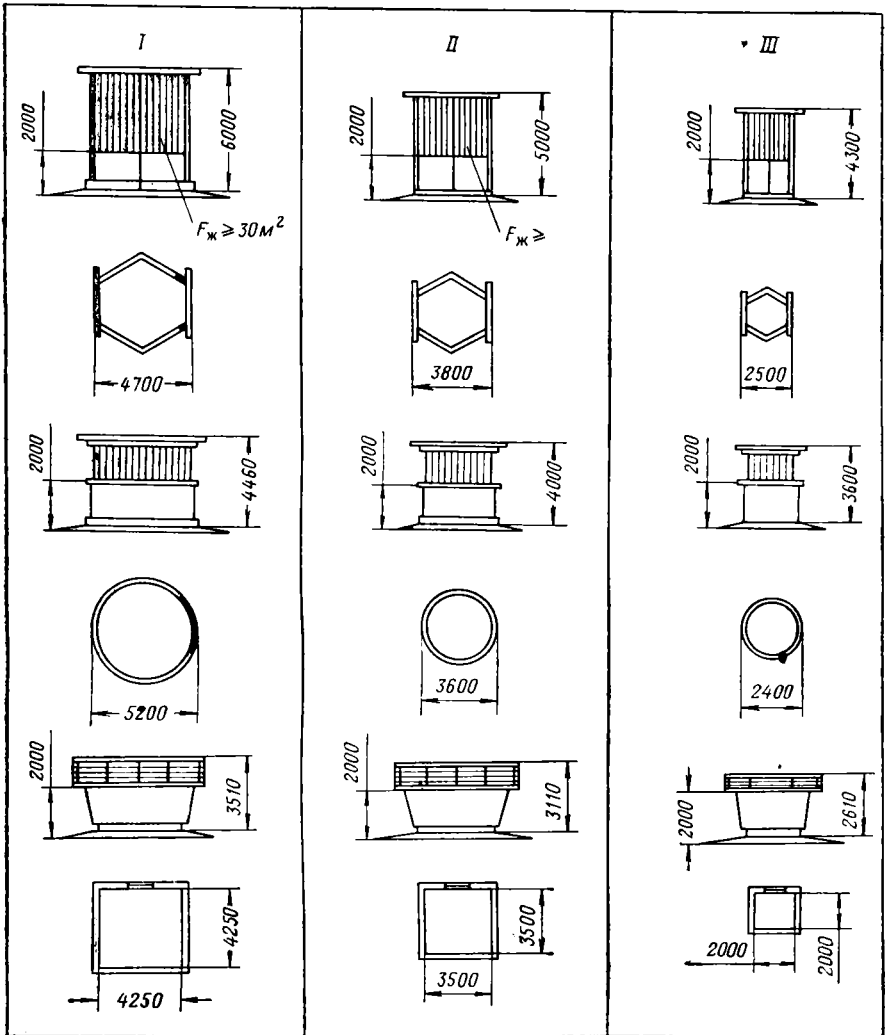


Рис. 43.VIII. Схемы вентиляционных киосков тоннельной вентиляции: I, II — для вентиляционных установок (на станциях и перегонах) производительностью до 450 000 и 300 000 м³/ч соответственно; III — для вентиляционных установок производительностью до 100 000 м³/ч и с площадью живого сечения жалюзийных решеток не менее 8 м²

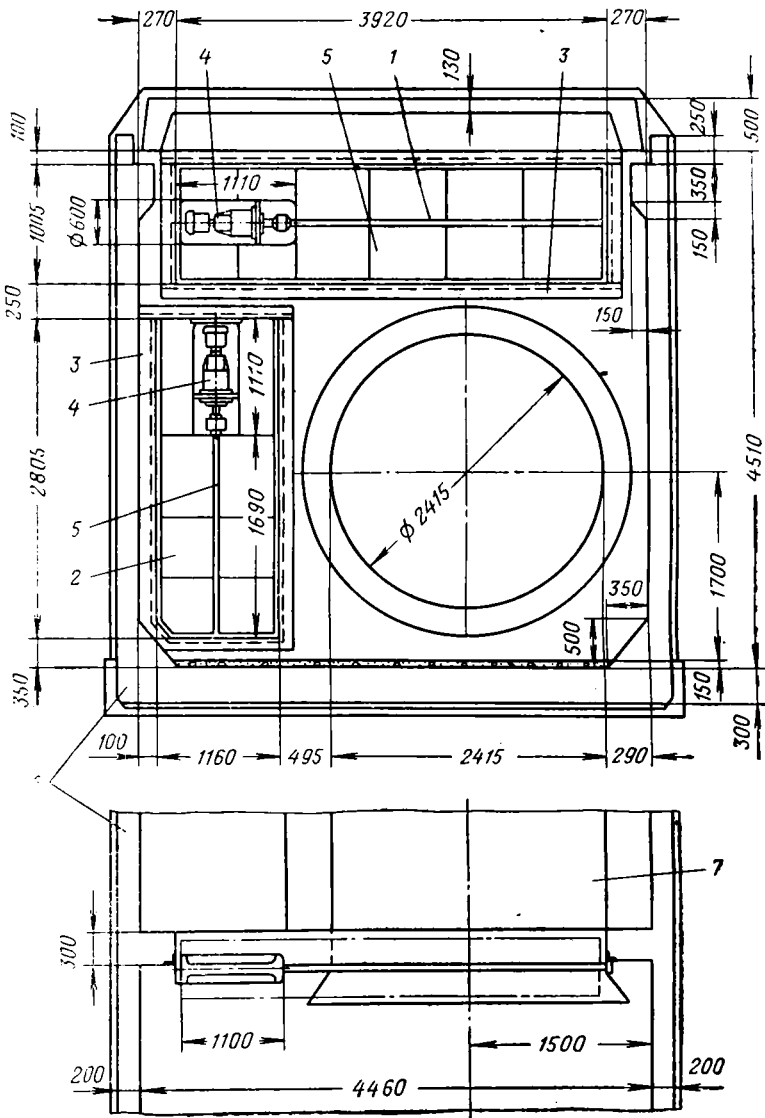


Рис. 44.VIII. Расположение вентиляционных клапанов ВК-1А и ВК-2Б в тоннеле:

1 — клапан ВК-1А; 2 — клапан ВК-2Б; 3 — обрамление клапана; 4 — электропривод клапана с редуктором; 5 — вал клапана; 6 — конструкция тоннеля; 7 — осевой вентилятор

Желательно располагать киоски в зеленой зоне, защищенной густой высокой растительностью (деревья, кустарники) от проезжей части и ближайших зданий.

В таких местах в случае крайней необходимости можно также располагать вместо киосков горизонтальные решетки, приподнятые над поверхностью земли на высоту 200—300 мм.

Вентиляционные киоски могут быть отдельно стоящими или вписанными в общие размеры наземной части вестибюля станции. Второе решение чаще встречается при использовании наклонного

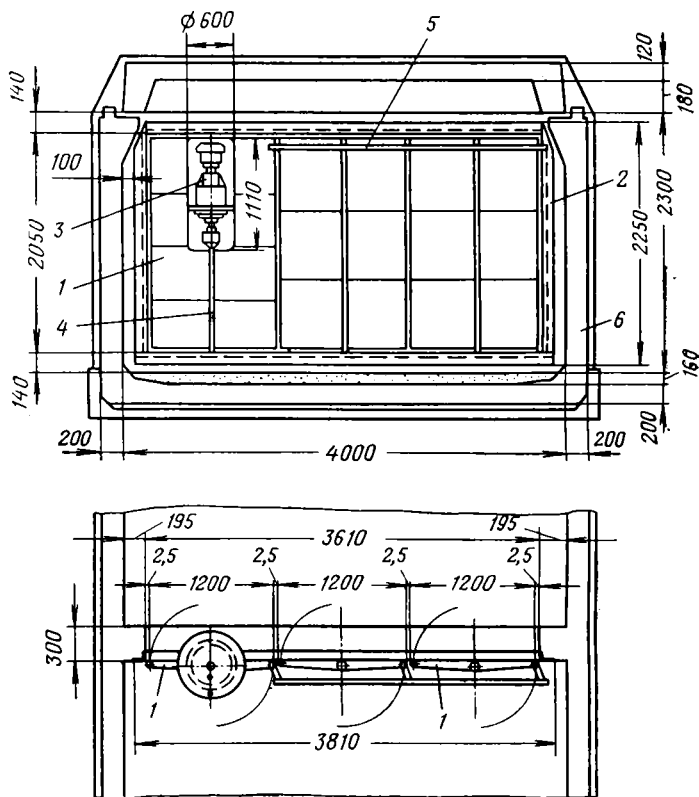


Рис. 46.VIII. Расположение вентиляционного клапана ВК-4А в тоннеле: 1—6 — то же, что и на рис. 45.VIII

эскалаторного тоннеля в качестве воздушного тракта для станционной вентиляционной камеры, а также в станционных вентиляционных установках мелкого заложения.

Встроенные в вестибюли вентиляционные киоски имеют на внешней стене вестибюля жалюзи, расположенные на высоте не менее чем $h = 2$ м от поверхности до низа жалюзи. Отдельно

в благоприятных в аэродинамическом отношении формах для снижения срывов потока воздуха. Вентиляционные киоски должны иметь металлическую запирающуюся на замок дверь для служебного входа, а также лестницы. Под потолком следует располагать монтажную балку, рассчитанную на грузоподъемность 3 т.

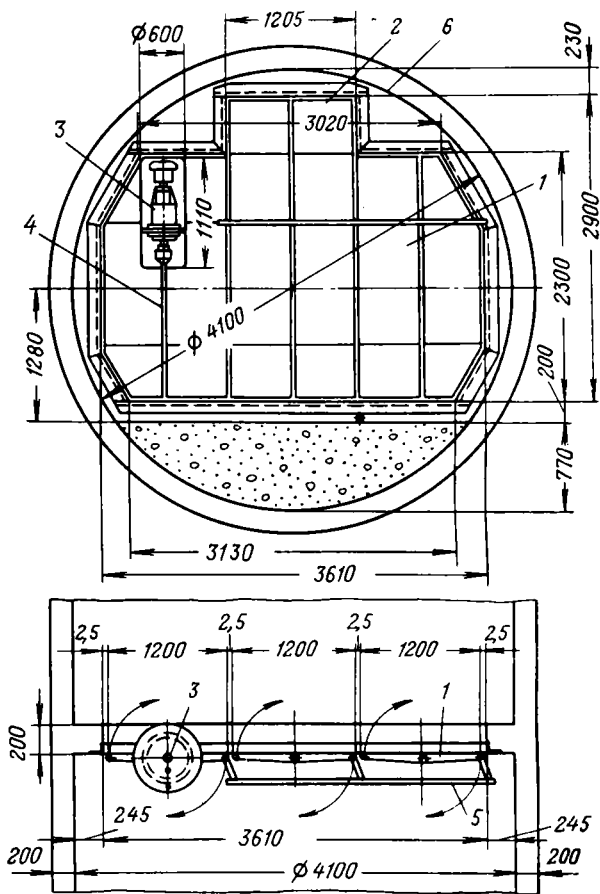


Рис. 48.VIII. Расположение вентиляционного клапана ВК-6А в тоннеле:
1—6 — то же, что и на рис. 45.VIII

Для регулирования потоков воздуха, выходящих в разное направление из вентиляционных камер тоннельной вентиляции, а также в вентиляционных трактах, как выше было отмечено, применяются створчатые жалюзийные клапаны типа ВК, выпол-

ненные из листовой и профильной стали, снабженные электроприводом для дистанционного управления и имеющие ручной привод. Каждый редуктор привода клапана снабжается электроподогревателем мощностью 0,25 кВт и напряжением 127 В. На рис. 44.VIII—50.VIII показано расположение этих клапанов

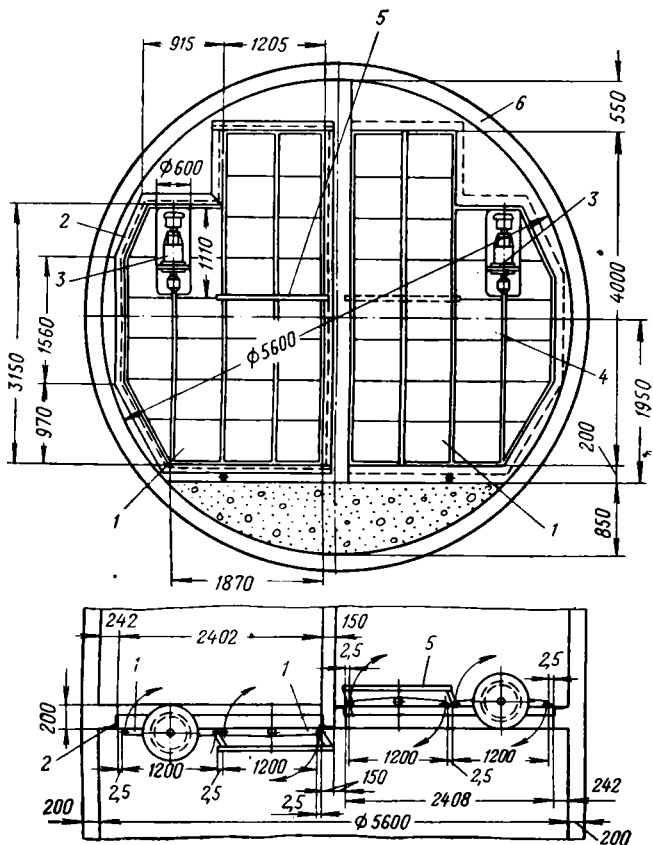


Рис. 49.VIII. Расположение вентиляционного клапана ВК-7А в тоннеле: 1—6 — то же, что и на рис. 45.VIII

в различных сечениях тоннелей, а в табл. 14.VIII приведена их основная техническая характеристика.

На рис. 51.VIII показана конструкция разборных подмостей для обслуживания приводов этих клапанов. Обычно подмости в разобранном виде располагаются у мест размещения этих клапанов.

Таблица 14.VIII

Тип клапана	Характеристика вентиляционного клапана	Площадь живого сечения клапана, м ²	Масса клапана, кг	Характеристика электропривода		
				Тип	Мощность, кВт	Скорость вращения, об/мин
ВК-1А	Одностворчатый горизонтальный	3,4	816	АО2-12-4	0,8	1400
ВК-2Б	Одностворчатый вертикальный	2,5	730	АО2-12-4	0,8	1400
ВК-3А	Трехстворчатый вертикальный	13,0	1490	АО2-12-4	0,8	1400
ВК-4А	То же	6,5	1120	АО2-12-4	0,8	1400
ВК-5А	Двухстворчатый вертикальный	8,4	1135	АО2-12-4	0,8	1400
ВК-6А	Трехстворчатый вертикальный	8,2	1225	АО2-12-4	0,8	1400
ВК-7А	Двухстворчатый вертикальный	7,5	1151	АО2-12-4	0,8	1400
ВК-8А	То же	9,5	1212	АО2-12-4	0,8	1400

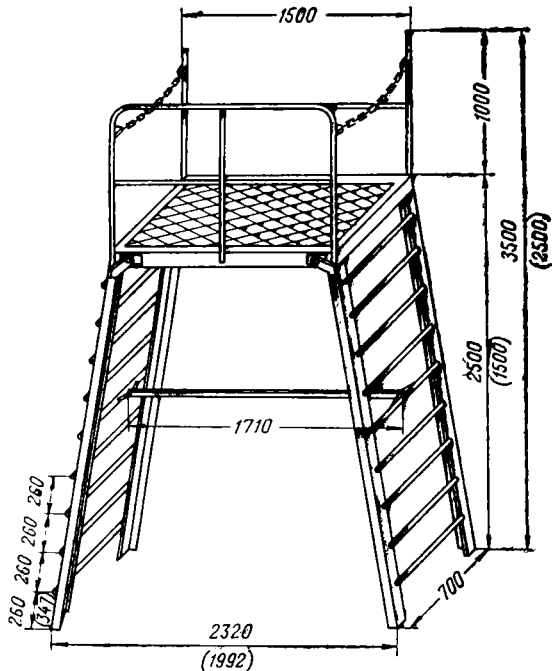


Рис. 51.VIII. Конструкция разборных подмостей для обслуживания приводов клапанов типа ВК; в скобках даны размеры для низких подмостей

§ 7. Меры, предотвращающие переохлаждение зимой приточных вентиляционных шахт и порталных участков тоннелей. Воздушные завесы у порталов

Вентиляционные шахты. В стволах шахт и примыкающих к ним вентиляционных тоннелях, работающих в холодный период года на приток, обделка испытывает в течение года значительные колебания температур, вызывающие большие линейные изменения и внутренние напряжения, приводящие к нарушению ее гидроизоляции, в особенности если она из сборных элементов.

В реверсивных системах вентиляции № 2 (см. главу III) такими стволами являются перегонные вентиляционные шахты.

Значительные годовые колебания температур обделки этих шахт объясняются тем, что зимой по шахтам проходит наружный холодный воздух, а летом вытяжной, имеющий температуру выше наружной. Для климатических районов со средней температурой воздуха самого холодного месяца $t \leq -10^\circ \text{C}$ обделка этих шахт испытывает годовые колебания температур $\Delta t \geq 50^\circ \text{C}$.

При таких колебаниях температур, учитывая, что коэффициент линейного расширения для чугуна и бетона составляет $10 \cdot 10^{-6} - 13 \cdot 10^{-6}$, удлинение ствола или вентиляционного тоннеля на длине 50 м может составлять 33 мм.

Если стволы и вентиляционные тоннели расположены в водоносных грунтах, то указанные линейные удлинения, вызывающие нарушение гидроизоляции, в стыках сборной обделки приводят к значительным течам, а в зимнее время в указанных климатических районах — к зарастанию стволов льдом, сильно затрудняющим вентиляцию.

Опыт эксплуатации показал, что стволы перегонных шахт и их вентиляционные тоннели (проходящие в водоносных грунтах в московских и ленинградских условиях), сооруженные из монолитного бетона с оклеечной гидроизоляцией и железобетонной рубашкой, а также из чугунных тубингов, расчеканенных свинцовым шнуром, как правило, не пропускают воду. Поэтому в них не происходит льдообразования.

В этих же условиях стволы шахт и вентиляционные тоннели, сооруженные из чугунных тубингов, но расчеканенные расширяющимся цементом, дают значительные течи, приводящие зимой к льдообразованию. Также установлено, что колебания температур воздуха $\Delta t < 30^\circ \text{C}$ не вызывают нарушения гидроизоляции сборной обделки, расчеканенной расширяющимся цементом. Поэтому следует рекомендовать для климатических районов и систем вентиляции, в которых годовые колебания температуры воздуха перегонных вентиляционных шахт и примыкающих к ним вентиляционных тоннелей, проходящих в водоносных грунтах, могут

превышать 30°C , закреплять их монолитным сборным бетоном с оклеечной или стальной гидроизоляцией или металлическими тубингами, расчеканенными свинцом.

Уменьшения линейных изменений обделки, а отсюда и значительного снижения течей можно было бы достичь, если зимой производить подогрев приточного наружного воздуха. Однако это требует больших эксплуатационных затрат, а главное, резко ухудшает условия охлаждения тоннелей в холодный период года, поэтому на практике это мероприятие не применяется.

Участки путевых тоннелей у примыкающих к ним перегонных вентиляционных шахт, работающих в холодное время года на приток, вследствие подогрева поступающего в них наружного воздуха от смеси с циркуляционным имеют годовое колебание температуры обделки, как правило, $\Delta t < 20^{\circ}\text{C}$. Станционные стволы шахт и вентиляционные отсеки наклонных эскалаторных тоннелей также имеют в течение года колебания температур не более указанных. Поэтому обделка этих участков тоннелей, станционных стволов и вентиляционных отсеков может выполняться как для обычных тоннелей. Однако в целях повышения надежности гидроизоляции сборной металлической тубинговой обделки путевых тоннелей, проходящих в водоносных грунтах, к которым непосредственно примыкает вентиляционный тоннель перегонной шахты, для климатических районов со средней температурой самого холодного месяца $t < -10^{\circ}\text{C}$ рекомендуется путевой тоннель расчеканивать свинцовым шнуром на длине 50 м в обе стороны от оси примыкающего вентиляционного тоннеля.

Портальные участки тоннелей. Зимой происходит значительное охлаждение участков тоннелей, расположенных у порталов, соединяющих закрытую трассу метрополитена с открытой. Это охлаждение вызывается холодными потоками воздуха, врывающимися в тоннели через открытые порталы вследствие поршневого действия движущихся поездов и работы тоннельной вентиляции.

Гравитационные силы в холодное время года имеют благоприятное направление, т. е. навстречу врывающимся в тоннель через порталы холодным потокам воздуха. Но так как величина этих сил для метрополитенов незначительна ($1,5-6 \text{ кгс/м}^2$), они расчетом не учитываются.

При близком расположении подземной станции метрополитена и тупиков от портала ($> 200 \text{ м}$) они могут также зимой значительно охлаждаться. Проектом должна быть определена температура воздуха в тоннелях, примыкающих к порталам, а также на ближайшей от портала подземной станции и в служебных помещениях тупиков и разработаны мероприятия, не допускающие охлаждения станций ниже $+5^{\circ}\text{C}$ [45] и служебных помещений тупиков и появления течей и льдообразования в припортальных перегонных тоннелях вследствие возможного нарушения гидроизоляции от переохлаждения обделки тоннеля.

На рис. 52.VIII показаны семь возможных схем расположения тоннельных сооружений при выходе трассы на поверхность и конструктивные мероприятия для защиты тоннелей и станций от переохлаждения.

Схемы показаны для случаев отсутствия перегонной шахты между порталом и станцией (как менее благоприятные для станции в зимний период).

На схемах *a* и *б* показан выход на поверхность в депо однопутного тоннеля (ветки) и съезды с главных путей трассы после конечной станции.

Движение поездов через такую ветку происходит редко — только при пропуске поездов из депо в тоннели и обратно, что главным образом происходит до начала и после окончания движения поездов по трассе. Поэтому возможность переохлаждения обделки ветки значительно снижается, а возможность переохлаждения станции практически исключается. Однако чтобы не было переохлаждения ближайших от открытого портала участков ветки в зимний период, на порталах деповских веток необходимо устанавливать ворота или гибкие шторы, открывающиеся только для пропуска поездов в депо и обратно. Управлять воротами можно дистанционно как из депо, так и из диспетчерского пункта станции. Наиболее совершенным следует считать автоматическое управление воротами, заблокированное с системой СЦБ.

На схеме *в* показано расположение открытых порталов на главных путях двух отдельных однопутных тоннелей, выходящих на поверхность.

На этой схеме показаны два тоннеля, разделенные между собой грунтовой толщей. Аналогичная схема может быть и в случае, когда два однопутных тоннеля расположены рядом или когда двухпутный тоннель разделен сплошной стенкой на два пути.

Через порталы происходит полностью все движение поездов, приводящее в этот период к выталкиванию теплого воздуха на поверхность по I пути и к нагнетанию холодного воздуха в тоннели по II пути.

Так как при реверсивной системе вентиляции № 2 в холодное время года станционная шахта должна работать на вытяжку, то в период движения поездов совместно с циркуляционными потоками воздуха снаружи через портал по II пути будут поступать в тоннели также и вентиляционные потоки. Эти совместные потоки воздуха будут охлаждать тоннель II пути, а тоннель I пути сохранится теплым, так как циркуляционные потоки воздуха будут идти по нему в направлении от станции к portalу.

Длину охлажденного участка тоннеля I пути до заданной температуры можно определить из уравнения теплового баланса

$$Q_{\text{нар}} + \frac{\sum_{i=1}^n Q_{\text{ср } z}}{2l} l_{\text{м}} + \frac{Q_{\text{гр. п}}}{l} l_{\text{х}} = Q_{\text{конз}} \quad (70.VIII)$$

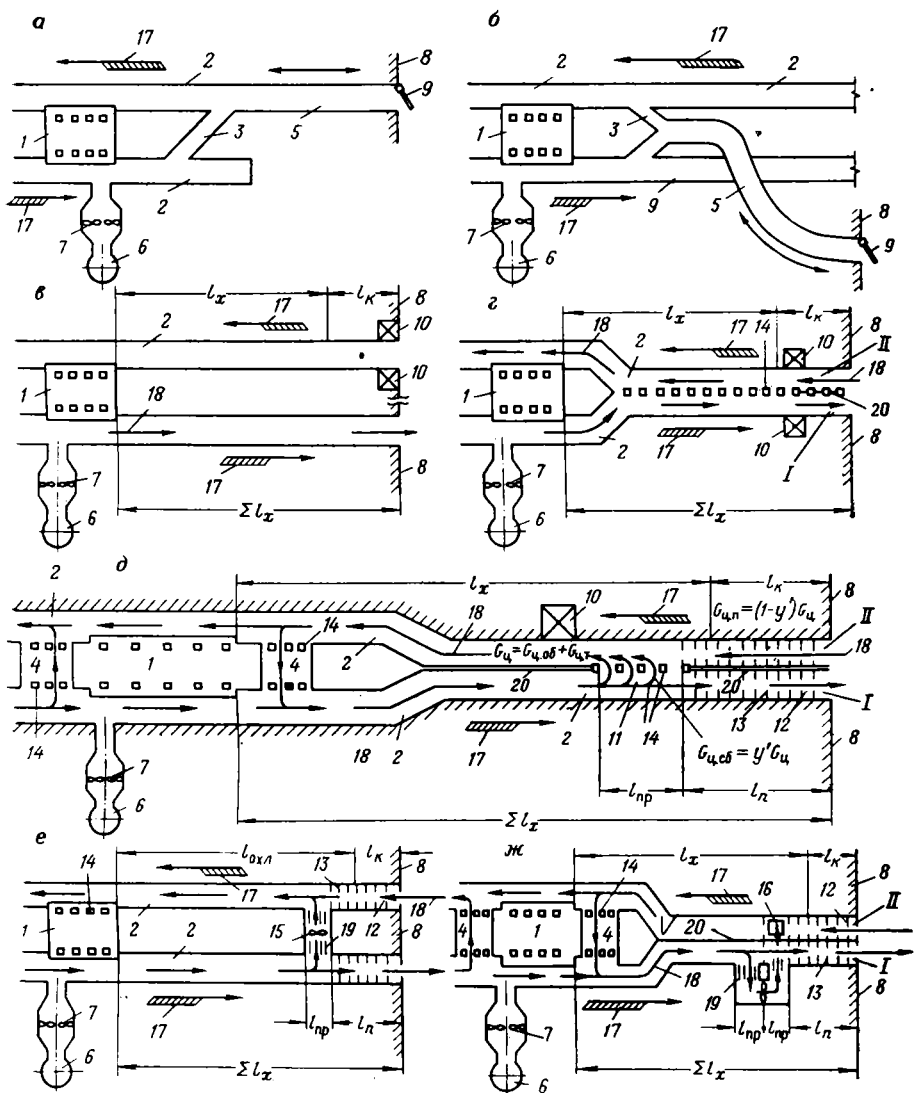


Рис. 52.VIII. Расчетная схема расположения припортальных сооружений и воздушных завес при них:

1 — станция; 2 — перегонные тоннели; 3 — съезд; 4 — циркуляционная — противодутьевая сбойка у станции; 5 — тоннель (ветка); 6 — станционная вентиляционная установка и шахта; 7 — вентилятор; 8 — портал; 9 — ворота на портале; 10 — воздушная завеса с вентиляционной установкой; 11 — циркуляционный проем-сбойка у портала; 12 — предпортальный участок тоннеля; 13 — диафрагмы; 14 — колонны; 15 — вентиляционная циркуляционная сбойка у портала; 16 — проем в перекрытии тоннеля и канал для подачи воздуха; 17 — направление движения поездов; 18 — направление воздушных циркуляционных потоков; 19 — глушители вентиляторного шума; 20 — перегородки между путями; I, II — пути

где $Q_{нар} = (G_{ц} + G''_{вент}) c_{нар} \cdot t_{нар}$ — количество тепла, вносимого снаружи в тоннель через портал циркуляционными и вентиляционными потоками воздуха вследствие поршневого действия поездов и работы тоннельной вентиляции, ккал/ч; $\varphi_{х.п} \sum_{i=1}^n Q_{ср} / 2l$ — количество тепла, выделяемого в холодный период года работающим в тоннеле оборудованием на 1 м одного пути тоннеля, ккал/ч·м; $Q_{гр.х} / l$ — количество тепла, поступающего в тоннель из грунта при его охлаждении на 1 м одного пути тоннеля, определенное по формулам (44.V), (45.V), (53.V), (66.V), ккал/ч·м; l_x — длина от границы обваловки грунтом охлажденного участка тоннеля, за пределами которой должна сохраняться заданная расчетная температура воздуха, м; $Q_{кон} = (G_{ц} + G''_{вент}) c_{кон} t_{кон}$ — количество тепла, удаляемого с участка длиной l_x циркуляционными и вентиляционными потоками воздуха, ккал/ч; $t_{нар}$ — расчетная наружная температура воздуха, °С; $t_{кон}$ — заданная конечная температура воздуха в конце участка длиной l_x , °С; $c_{нар} \approx c_{кон} = 0,24$ — теплоемкость наружного и удаляемого с расчетного участка воздуха, ккал/кг; $\varphi_{х.п}$ — коэффициент снижения тепловыделения в тоннелях за счет поглощения тепла охлажденным подвижным составом в зависимости от длительности охлаждения на поверхности подвижного состава и длительности пребывания его на расчетном участке тоннеля (для припортальных участков тоннелей составляет 0,75—0,9).

Преобразовывая формулу (70.VIII) относительно l_x , получим для схемы *в* значение длины участка тоннеля от границы обваловки грунтом, за пределами которой температура воздуха должна быть выше заданной $t_{кон}$:

$$l_x = \frac{0,24 (G_{ц} + G''_{вент}) (t_{кон} - t_{нар})}{\frac{\varphi_{х.п} \sum_{i=1}^n Q_{ср} z}{2l} + \frac{Q_{гр.х}}{l}}, \text{ м}; \quad (71.VIII)$$

Полная длина охлажденного участка тоннеля составит

$$\sum_{i=1}^n l_x = l_x + l_k, \text{ м}. \quad (72.VIII)$$

где l_k — длина участка путевых тоннелей от портала в тоннельных конструкциях, но не обвалованных грунтом и не утепленных, м.

Так как станция, находящаяся у портала сильно охлаждается циркуляционными потоками воздуха, поступающими в нее со стороны портала, то в холодный период при снижении температуры воздуха на станции до +5°С следует прекращать работу вентиляционной установки у станционной шахты, а вследствие этого при определении l_x принимать значение $G_{вент} = 0$.

Значение циркуляционных потоков воздуха $G_{ц}$ следует определять по методике, изложенной в § 3 главы VI.

Наружную температуру воздуха $t_{нар}$ следует принимать [47] как расчетную отопительную для данного климатического района. При определении $Q_{гр, х}$ по формулам, приведенным в главе V, за расчетную температуру воздуха в тоннеле следует принимать температуру, равную $t_{в1}'' = (t_{нар} + t_{кон})/2$, за расчетную температуру грунта принимать среднюю температуру (между температурой поверхности стенки в теплый период года и температурой грунта), т. е. $(t_{с1}'' + t_{гр})/2$.

Так как тоннели II пути на участке между порталом и станцией зимой охлаждаются интенсивнее, чем остальные тоннели, а летом нагреваются слабее, то температуру стенки этих тоннелей к концу теплого периода года можно определять по формуле

$$t_{с1}'' = \frac{t_{нар} + t_{гр}}{2} - 1, \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (73. \text{ VIII})$$

Время охлаждения грунта Z_x в этом случае следует принимать 5 суток, в течение которых по СНиП II-A.6—72 определяется расчетная отопительная наружная температура, но с дополнительным коэффициентом, равным 2, т. е. $2 \cdot 5 \cdot 24 = 240$ ч.

Если в результате расчета по формулам (71.VIII) и (72.VIII)

$\sum_{i=1}^n l_x$ окажется большим, чем фактическое расстояние от портала

до торца станции, т. е. $\sum_{i=1}^n l_x > l_{фак}$, то у портала необходимо делать воздушную завесу, снижающую количество воздуха, врывающегося в тоннели через портал.

При выводе формулы (71.VIII) было условно принято, что тоннели, выходящие на поверхность, до их примыкания к неутепленным или к необвалованным грунтом участкам засыпаны грунтом на толщину слоя, одинаковую с остальными подземными участками тоннелей.

На схеме (см. рис. 52 г.VIII) показано расположение открытых порталов на главных путях двухпутного тоннеля (выходящего на поверхность), имеющего свободное сообщение между путями вследствие разделения их между собой только колоннами.

По сравнению с предыдущей схемой (см. рис. 52 в.VIII) в этом случае происходит активное перемешивание циркуляционных потоков между I и II путями, поэтому длина охлаждаемого участка тоннеля резко сокращается.

Несмотря на непосредственное сообщение циркуляционных потоков I и II пути, все же происходит частичное выталакивание наружу воздуха движущимися поездами через порталную часть I пути и нагнетание в тоннель такого же количества воздуха через порталную часть II пути, в связи с чем и происходит охлаждение тоннеля на длине l_x .

В этом случае тепловой баланс в порталном участке тоннелей может быть представлен в упрощенном виде

$$Q_{\text{нар}} + \frac{\varphi_{\text{х. п}} \sum_{i=1}^n Q_{\text{ср. з}}}{l} l_x + \frac{Q_{\text{гр. х}}}{l} l_x = Q_{\text{кон}}, \quad (74.VIII)$$

где $Q_{\text{нар}} = (0,4G_{\text{ц}} + G_{\text{вент}}) c_{\text{нар}} t_{\text{нар}}$ — количество тепла, вносимого наружным воздухом, ккал/ч; $Q_{\text{кон}} = (0,4G_{\text{ц}} + G_{\text{вент}}) c_{\text{кон}} t_{\text{кон}}$ — количество тепла, удаляемого с участка, ккал/ч; $Q_{\text{гр. х}}$ — количество тепла, поступающего в тоннель из грунта при его охлаждении на 1 м двухпутного тоннеля, ккал/ч·м; $\varphi_{\text{х. п}} \sum_{i=1}^n Q_{\text{ср. з}} / l$ — количество тепла, выделяемого в холодный период года работающим оборудованием на 1 м трассы в двухпутном тоннеле, ккал/ч·м; 0,4 — коэффициент, учитывающий снижение врывания наружных потоков воздуха вследствие сообщения между собой I и II путей:

$$l_x = \frac{0,24 (0,4G_{\text{ц}} + G_{\text{вент}}) (t_{\text{кон}} - t_{\text{нар}})}{\frac{\varphi_{\text{х. п}} \sum_{i=1}^n Q_{\text{ср. з}}}{l} + \frac{Q_{\text{гр. х}}}{l}}, \quad \text{м.} \quad (75.VIII)$$

Здесь, как и в предыдущем выводе, при определении l_x для расчетных наружных отопительных температур следует принимать $G_{\text{вент}} = 0$, а $G_{\text{ц}}$ — определять по методике, изложенной в § 3 главы VI.

Аналогично предыдущему для определения $Q_{\text{гр. х}}$ следует принимать расчетной температуру воздуха и грунта, а Z_x — равной 240 ч.

Воздушные завесы на порталах следует устанавливать в том случае, если $\sum_{i=1}^n l_x > l_{\text{фак}}$.

На схеме (см. рис. 52δ.VIII) показано расположение открытых порталов на главных путях в тоннелях мелкого заложения (выходящих на поверхность), или двухпутных, но с разделительной стеной между путями, или однопутных, но с примыкающими между собой внутренними стенками каждого пути. Такая схема наиболее часто применяется в отечественных метрополитенах.

По характеру охлаждения тоннелей со стороны портала эта схема соответствует схеме в, поэтому длина охлаждаемого участка II пути тоннеля должна быть предварительно проверена по формулам (71.VIII) и (72.VIII). В том случае, если длина охлаждаемого до заданных температур участка тоннеля превышает фактическую длину от портала до торца станции, то в предпортальной части тоннелей следует предусматривать устройства, снижающие длину охлаждаемого участка II пути. В основу этих устройств, изображенных на схеме δ, положено использование теплого воз-

духа, поступающего к portalу по I пути, для подогрева (путем смешивания) холодного воздуха, поступающего снаружи через портал по I пути.

Для этого в тоннелях двух путей непосредственно у портала на участке длиной 25—60 м следует установить диафрагмы через 2,5—3 м друг от друга. После этого участка следует устраивать сбойки между двумя путями сечением около 90—150 м³. Все это необходимо для снижения количества воздуха, выходящего на поверхность через портал I пути, и увеличения его поступления через сбойку на II путь посредством увеличения аэродинамического сопротивления выходного участка (с диафрагмами) по I пути и снижения аэродинамического сопротивления сбойки.

Установка диафрагм на входном участке II пути создает дополнительное аэродинамическое сопротивление, снижающее количество наружного воздуха, поступающего в тоннель через этот портал.

Значение l_x для схемы, изображенной на рис. 52*б*.VIII, определяется из следующих соображений.

Аэродинамические сопротивления каждого на сходящихся в точке *A* потоков воздуха со стороны сбойки $H_{сб}$ и со стороны портала по II пути $H_{п}$ должны быть равны между собой

$$H_{сб} = H_{п}. \quad (76.VIII)$$

Раскрывая значение этого равенства, получим

$$\sum_{i=1}^n \zeta_{сб} \frac{v_{сб}^2 \gamma_{во}}{2g} = \left(\frac{\lambda_{п} l_{п}}{d_{э. п}} + \sum_{i=1}^n \zeta_{п} \right) \frac{v_{ист. п}^2 \gamma_{во}}{2g}, \quad (77.VIII)$$

где $\sum_{i=1}^n \zeta_{сб}$ — суммарные местные сопротивления сбойки; $\sum_{i=1}^n \zeta_{п}$ — то же, для участка тоннеля II пути от портала до сбойки (вход в портал, диафрагмы и т. п.); $\lambda_{п}$, $d_{э. п}$, $l_{п}$ — соответственно аэродинамический коэффициент трения, эквивалентный диаметр и длина участка тоннеля II пути от портала до сбойки; $v_{ист. п}$, $v_{сб}$ — истинная скорость воздушных потоков соответственно на участке II пути от портала до сбойки и в сбойке, м/с.

Заменяя $v_{сб}$ через $G_{ц. сб}/3600 \cdot F_{сб} \cdot \gamma_{во}$, а $v_{ист. п}$ через $G_{ц. п}/3600 \cdot F_{ист. п} \cdot \gamma_{во}$ и для упрощения принимая, что $\gamma_{во}$ со стороны портала и сбойки одинаково, после преобразования получим

$$\sum_{i=1}^n \zeta_{сб} \frac{1}{F_{сб}^2} G_{ц. сб}^2 = \left(\frac{\lambda_{п} l_{п}}{d_{э. п}} + \sum_{i=1}^n \zeta_{п} \right) \frac{1}{F_{ист. п}^2} G_{ц. п}^2, \quad (77a.VIII)$$

где $F_{ист. п}$ — истинная площадь сечения (не учитывая диафрагмы) тоннеля II пути на участке от портала до сбойки, м²; $F_{сб}$ — площадь сечения сбойки, м²; $G_{ц. сб}$ — количество циркуляционного

воздуха, поступающего через сбойку с I на II путь $m^3 \cdot \text{ч}$; $G_{ц. п}$ — то же, но поступающего снаружи через портал, $m^3/\text{ч}$.

Из схемы потоков воздуха, изображенной на рис. 52а.VIII, следует, что суммарное количество циркуляционного воздуха, поступающего по II пути после сбойки к станции, составит

$$G_{ц} = G_{ц. сб} + G_{ц. п}, \text{ кг/ч.} \quad (78.VIII)$$

Относительные расходы, идущие на участках с равными между собой сопротивлениями, составят:

$$\left. \begin{aligned} \frac{G_{ц. сб}}{G_{ц}} &= \frac{G_{ц. сб}}{G_{ц. сб} + G_{ц. п}} = y; \\ \frac{G_{ц. п}}{G_{ц}} &= \frac{G_{ц. п}}{G_{ц. сб} + G_{ц. п}} = 1 - y. \end{aligned} \right\} \quad (79.VIII)$$

Извлекая квадратный корень из равенства (77.VIII) и деля его на $G_{ц}$, получим

$$\sqrt{\sum_{i=1}^n \zeta_{сб} \cdot \frac{1}{F_{сб}} \frac{G_{ц. сб}}{G_{ц}}} = \sqrt{\frac{\lambda_{п} l_{п}}{d_{э. п}} + \sum_{i=1}^n \zeta_{п}} \cdot \frac{1}{F_{ист. п}} \cdot \frac{G_{ц. п}}{G_{ц}}. \quad (79a.VIII)$$

Подставив соответствующие значения y и $(1-y)$ и преобразовав равенство (77a.VIII) относительно y , а также учитывая возможность частичного прорыва воздуха (обратно) со II на I путь, что отражено коэффициентом x' , окончательно получим

$$y = x' \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^n \zeta_{п} + \frac{\lambda_{п} l_{п}}{d_{э. п}}}}{\frac{F_{ист. п}}{F_{сб}} \sqrt{\sum_{i=1}^n \zeta_{сб}} + \sqrt{\sum_{i=1}^n \zeta_{п} + \frac{\lambda_{п} l_{п}}{d_{э. п}}}}. \quad (79b.VIII)$$

В изложенных выводах принято условие, что по I пути к сбойке всегда поступает воздух в количестве, превышающем подсосывание его через сбойку на II путь. Это исключает возможность подсосывания холодного воздуха через портал I пути. Анализ сочетаний возможных положений и взаимодействия между собой поездов, находящихся на участках между станцией и порталом I и II путей, подтверждает принятое условие, за исключением момента, когда поезд по I пути проходит участок от начала сбойки до выхода из портала, а также когда поезд проходит по II пути от портала до конца сбойки;

В эти моменты может или прекращаться поступление воздуха с I на II путь, или, наоборот, нагнетаться со II пути на I.

Допуская (в худшем случае), что по каждому пути эти моменты не совпадают, примем, что в интервале между движениями двух

поездов это случается дважды (по одному с каждого пути). В этом случае снижение среднего количества воздуха, поступающего с I на II путь, учитывается коэффициентом x' :

$$x' = 1 - \frac{2(l_{\text{п}} - l_{\text{сб}})}{l_{\text{т}}}, \quad (80.VIII)$$

где $l_{\text{п}}$ — длина участка тоннеля II пути от портала до сбойки, м; $l_{\text{сб}}$ — длина сбойки, м; $l_{\text{т}}$ — расстояние между поездами, м.

Составляем тепловой баланс по II пути аналогично схеме *в* и принимаем, что вентиляция на станции не работает ($G_{\text{вент}}'' = 0$);

$$Q_{\text{нар}} + \frac{\varphi_{\text{хп}} \sum_{i=1}^n Q_{\text{ср. з}}}{2l} l_{\text{x}} + \frac{Q_{\text{гр. х}}}{l} l_{\text{x}} + Q_{\text{сб}} + \frac{Q_{\text{п. г}}}{l} \cdot l_{\text{x}} = Q_{\text{кон}}, \quad (81.VIII)$$

где $Q_{\text{нар}} = 0,24 G_{\text{ц. п}} t_{\text{нар}} = 0,24 (1-y) G_{\text{ц}} t_{\text{нар}}$ — количество тепла, вносимого в тоннель через портал циркуляционными потоками воздуха от поршневого действия поездов, ккал/ч; $Q_{\text{сб}} = 0,24 G_{\text{ц. сб}} t_{\text{сб}} = 0,24 y G_{\text{ц}} t_{\text{сб}}$ — количество тепла, вносимого через сбойку с воздухом I пути на смешивание с воздухом II пути, ккал/ч; $Q_{\text{пг}}/l$ — количество тепла на 1 м тоннеля, передаваемого из тоннеля I пути теплопередачей через разделительную перегородку в тоннель II пути при условии, что длина перегородки $l_{\text{п. г}} \leq l_{\text{x}}$, ккал/ч·м; $t_{\text{сб}}$ — температура воздуха, уходящего с I пути и частично поступающего через сбойку на II путь.

Преобразовывая формулу (81.VIII) относительно l_{x} , получим

$$l_{\text{x}} = \frac{0,24 G_{\text{ц}} [t_{\text{кон}} - (1-y) t_{\text{нар}} - y t_{\text{сб}}]}{\frac{\varphi_{\text{хп}} \sum_{i=1}^n Q_{\text{ср. з}}}{2l} + \frac{Q_{\text{гр. х}}}{l} + \frac{Q_{\text{пг}}}{l}}, \quad \text{м}; \quad (82.VIII)$$

Значения $t_{\text{сб}}$ и $Q_{\text{пг}}/l$ определяются по формулам:

$$t_{\text{сб}} = t_{\text{ст}} + 1,07 \frac{\varphi_{\text{хп}} \sum_{i=1}^n Q_{\text{ср. з}}}{2l} \cdot \frac{1}{G_{\text{ц}}} (l_{\text{фак}} - l_{\text{п}} - l_{\text{пр}}), \quad ^\circ\text{C}, \quad (83.VIII)$$

$$\frac{Q_{\text{пг}}}{l} = \frac{F_{\text{пг}}}{l} K_{\text{пг}} \left(\frac{t_{\text{ст}} + t_{\text{сб}}}{2} - \frac{t_{\text{кон}} - t_{\text{см}}}{2} \right), \quad \text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч}, \quad (84.VIII)$$

где $t_{\text{ст}}$ — температура воздуха на конечной станции у портала (принимается на 2–3° ниже расчетной температуры остальных подземных станций трассы); 1,07 — коэффициент, учитывающий поступление тепла в тоннели I пути от охлаждения грунта; $l_{\text{фак}}$ — фактическое расстояние от портала до торца станции, м; $F_{\text{пг}}/l$ — площадь перегородки на 1 м тоннеля, разделяющей I путь от II, м²; $K_{\text{пг}}$ — коэффициент теплопередачи перегородки, разделяющей I путь от II, ккал/м²·ч·°C; $t_{\text{см}} = (1-y)t_{\text{нар}} + yt_{\text{сб}}$ — температура

воздуха на II пути после смешивания с воздухом I пути, прошедшего через сбойку, °С.

Полная длина охлаждаемой части тоннеля от портала до сечения с заданной температурой $t_{\text{кон}}$ аналогично предыдущим выводам определяется по формуле (72.VIII).

Если в результате проведенных расчетов с применением указанных дополнительных устройств окажется, что $l_x > l_{\text{фак}}$, то следует или соответственно увеличить аэродинамическое сопротивление диафрагменных участков тоннелей, повышая число диафрагм, и уменьшить сопротивление сбойки путем увеличения ее сечения, или дополнительно на портале предусмотреть воздушную завесу.

Участок тоннеля от портала до сбойки по I пути нерасчетный, его аэродинамическое сопротивление следует принимать одинаковым с таким же, но расчетным участком по II пути. Поэтому на этих участках следует устанавливать одинаковое число диафрагм.

На схеме (см. рис. 52, *е*, VIII) показано расположение тоннелей аналогично схеме *е*, но с применением сбойки и предпортального участка I и II пути с диафрагмами. Такая схема позволяет (как и схема *д*) производить смешивание циркуляционных потоков II и I пути и тем самым значительно подогревать холодный воздух, врывающийся через портал II пути, и значительно сокращать l_x .

При этой схеме в сбойке установлен осевой вентилятор, что позволяет сократить площадь сбойки по сравнению со схемой *д* с 90—150 до 12—16 м².

Производительность вентиляторов должна быть не более $(0,85 \div 0,9) G_{\text{ц}}$, что будет соответственно составлять $y = 0,85 \div 0,9$.

Напор вентилятора следует рассчитывать на преодоление сопротивления сбойки от тоннеля I пути и до тоннеля II пути включительно, а l_x следует определять по формуле (82.VIII), подставляя значение y соответственно отношению $G_{\text{ц, сб}}/G_{\text{ц}}$, полученному по принятой производительности вентилятора.

Диафрагменный участок $l_{\text{п}}$ в данной схеме принимается для повышения надежности системы, чтобы снизить количество воздуха, проходящего в любую сторону через порталы I и II пути, поэтому он нерасчетный. Рекомендуемое число диафрагм на этом участке по каждому пути — 8—12 (через 3 м друг от друга).

На схеме (см. рис. 52, *ж*, VIII) показано расположение тоннелей аналогично схеме *д*, но в случае отсутствия возможности сооружения сбойки рекомендуется применять переброску воздуха со II пути на I (с помощью осевого вентилятора аналогично схеме *е*).

Так как между тоннелями отсутствует место для размещения вентилятора, то его устанавливают сбоку II пути, а воздух на I путь подается по каналу, сооружаемому над тоннелями.

Методика расчета этой схемы аналогична схеме *е*.

Участки тоннелей по II пути, расположенные в грунтах, имеющих уровень подземных вод выше уровня головки рельсов и амплитуду колебания годовых температур, превышающую

$\Delta t = 30^\circ \text{C}$, должны иметь усиленную гидроизоляцию, как и для вентиляционных стволов:

Длина участка с повышенной гидроизоляцией определяется по вышеприведенным формулам и в соответствии с методикой, изложенной ниже в примере.

Усиленная гидроизоляция по I пути от портала должна быть длиной 50—75 м, если этот участок находится в водоносных грунтах, имеющих уровень подземных вод выше уровня головки рельсов тоннеля.

Пример 1. Определить длину охлаждаемого участка II пути тоннеля метрополитена, выходящего через открытые порталы на поверхность, для московских условий и установить необходимость устройства воздушной завесы для тоннелей по схемам *в* с отделенной грунтовой толщей друг от друга тоннелей I и II пути, *г* и *д* (см. рис. 52.VIII) при следующих исходных данных, приведенных в табл. 15.VIII.

Определение $\sum_{i=1}^n l_x$ для тоннелей по схеме рис. 52, в.VIII.

1. Определяем среднюю расчетную температуру воздуха в охлаждаемом участке тоннеля I пути

$$\frac{t_{\text{нар}} + t_{\text{конт}}}{2} = \frac{-26 + 5}{2} = -10,5^\circ \text{C}.$$

2. Определяем среднюю расчетную температуру грунта

$$\frac{t_{\text{ст 1}}^* + t_{\text{гр}}}{2} = \frac{14,2 + 9}{2} = 11,6^\circ \text{C}.$$

3. Определяем коэффициент температуропроводности грунта

$$a = \frac{\lambda}{c\gamma} = \frac{1,64}{0,4 \cdot 2030} = 0,002 \text{ м}^2/\text{ч}.$$

4. По формуле (53.V) определяем

$$\epsilon_p (d_s + \epsilon_p) \ln \left(1 + \frac{2\epsilon_p}{d_s} \right) = 4az\varphi_{\text{сл}}.$$

При $\varphi_{\text{сл}} = 1$ оно будет равно $4az\varphi_{\text{сл}} = 4 \cdot 0,002 \cdot 240 \cdot 1 = 1,92$.

5. По этому значению по табл. 1.V находим величину $\epsilon_p = 0,95 \text{ м}$.

6. Определяем среднюю скорость движения воздуха в тоннеле

$$v_0 = \frac{G_{\text{ц}}}{3600\gamma_{\text{во}}F_{\text{ист. т}}} = \frac{170000}{3600 \cdot 1,2 \cdot 18,62} = 2,1 \text{ м/с}.$$

7. По формуле (61.V) определяем коэффициент теплоотдачи при значении $\epsilon_c = 3,4$

$$\epsilon_c = \frac{2,64 \cdot 3,4 (1,2 \cdot 2,1)^{0,8}}{4,810,2} = 13,5 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}.$$

Таблица 15.VIII

Исходные данные	Значение данных для схем по рис. 52.VIII		
	а	б	в
Расчетная наружная отопительная температура $t_{нар}$, °C	-26	-26	-26
Расчетная конечная температура у торца станции $t_{кон}$, °C	+5	+5	+5
Циркуляционный поток воздуха по одному пути $G_{ц}$, кг/ч	170 000	170 000	170 000
Вентиляционный поток воздуха по одному пути $G_{вент}$	0	0	0
Коэффициент поглощения тепла $\phi_{хп}$	0,85	0,85	0,85
Расчетное тепловыделение в тоннелях на 1 м трассы (два пути) $\frac{\sum_{i=1}^n Q_{ср z}}{l}$, ккал/ч·м	975	975	975
Длина необновленной части тоннеля, расположенной на поверхности, l_k , м	20	20	20
Длина от торца станции до участка тоннеля у портала, не обвалованного грунтом, $l_{фак}$, м	600	600	600
Теплофизические свойства грунта, окружающего тоннель (пески и супеси желтые кварцевые четвертичные водонасыщенные по данным приложения 1)			
Теплопроводность λ , ккал/ч·м·°C	1,64	1,64	1,64
Теплоемкость c , ккал/кг	0,40	0,40	0,40
Плотность γ , кг/м ³	2030	2030	2030
Температура грунта $t_{гр}$, °C	9	9	9
Конечная температура внутренней поверхности стенки за теплый период года на охлаждаемом участке II пути тоннеля $t_{с1}''$, °C; $t_{с1}'' = \frac{21,4 + 9}{2} - 1$	14,2	14,2	14,2
Внутренние размеры тоннеля, м	Ø 5,10 (бетонные тубинги)	8,65×3,95 (двухпутный бетон)	1,175×3,95 (однопутный, бетон)
Эквивалентный гидравлический диаметр $d_э$, м	4,81	5,4	3,8
Расчетная площадь теплопередачи из грунта на 1 м тоннеля F , м ²	16	24,6	12,3
Расчетное время поступления тепла из грунта для охлаждаемого участка тоннеля z_x , ч	240	240	240
Коэффициент сопротивления трения предпортального участка тоннеля λ_p	—	—	0,038
Истинная площадь сечения предпортального участка тоннеля $F_{ист. п}$, м ²	18,62	16,38	16,38

Исходные данные	Значение данных для схем по рис. 51.VIII		
	а	б	в
Длина предпортального участка тоннеля от портала до начала сбойки l_p , м	—	—	36
Площадь сечения сбойки $F_{сб}$, м ²	—	—	90
Площадь перегородки на 1 м тоннеля, разделяющей I путь от II, $F_{пг}/l$, м ²	—	—	3,8
Коэффициент теплопередачи перегородки, разделяющей тоннель I пути от II, $k_{пг}$, ккал/ч·м ² ·°С	—	—	5,7
Коэффициент местного сопротивления входу воздуха в портал [19] ζ_p	—	—	0,88
Число установленных диафрагм в тоннеле n_d , шт.	—	—	12
Коэффициент местного сопротивления диафрагмы при $F_d/F_{вст.т} = 0,85$ ζ_d	—	—	0,19
Суммарный коэффициент местного сопротивления предпортального участка	—	—	$0,88 + 12 \times$ $\times 0,19 = 3,16$
$\sum_{i=1}^n \zeta_{п}$	—	—	
Коэффициент местного сопротивления сбойки [19] $\sum_{i=1}^n \zeta_{сб}$	—	—	8,5
Средняя частота движения поездов по трассе n_p , пар/ч	—	—	28
Средняя скорость движения поездов по трассе v_p , км/ч	—	—	35
Длина поезда 8-вагонного состава L_p , м	—	—	152
Длина сбойки $l_{сб}$, м	—	—	30

8. По формуле (44.V) определяем коэффициент теплопередачи при нестационарном тепловом режиме

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{13,5} + \frac{4,81}{2 \cdot 1,64} \ln \left(1 + \frac{2 \cdot 0,95}{4,81} \right)} = 1,77 \text{ ккал/ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{°С.}$$

9. По формуле (45.V) определяем количество тепла, поступающего из грунта в тоннель и приводим его к 1 м одного пути тоннеля,

$$\frac{Q_{гр. х}}{l} = -16 \cdot 1,77 (-10,5 - 11,6) = 626 \text{ ккал/ч} \cdot \text{м.}$$

10. По формуле (71.VIII) определяем длину охлажденного участка тоннеля от начала обвалованного грунтом тоннеля до сечения, где температура будет выше $t_{\text{кон}} = +5^\circ \text{C}$

$$l_x = \frac{0,24(170\,000+0)(5+26)}{\frac{0,85 \cdot 975}{2} + 626} = 1220 \text{ м.}$$

11. По формуле (72.VIII) определяем полную длину охлаждаемого участка тоннеля от начала портала

$$\sum_{i=1}^n l_x = 1220 + 20 = 1240 \text{ м.}$$

Определение $\sum_{i=1}^n l_x$ для тоннелей по схеме рис. 52, г.VIII. Пункты расчета 1, 2, 3, 4 и 5 аналогичны предыдущему.

12. Определяем среднюю скорость движения воздуха в тоннеле

$$v_0 = \frac{G_{\text{ц}}}{3600 \gamma_{\text{во}} F_{\text{ист. т}}} = \frac{170\,000}{3600 \cdot 1,2 \cdot 16,38} = 2,4 \text{ м/с.}$$

13. По формуле (61.V) определяем коэффициент теплоотдачи при значении $\epsilon_c = 2,2$

$$\alpha = \frac{2,64 \cdot 2,2 (1,2 \cdot 2,4)^{0,8}}{5,4^{0,2}} = 9,7 \text{ ккал/ч} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C.}$$

14. По формуле (44.V) определяем коэффициент теплопередачи при нестационарном тепловом режиме

$$K_z = \frac{1}{\frac{1}{9,7} + \frac{5,4}{2 \cdot 1,64} \ln \left(1 + \frac{2 \cdot 0,95}{5,4} \right)} = 1,66 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C.}$$

15. По формуле (45.V) определяем количество тепла, поступающего из грунта в тоннель, и приводим его к 1 м двухпутного тоннеля

$$\frac{Q_{\text{гр. х}}^*}{l} = 24,6 \cdot 1,66 (-10,5 - 11,6) = 882 \text{ ккал/ч} \cdot \text{м.}$$

16. По формуле (75.VIII) определяем длину охлаждаемого участка тоннеля от начала обвалованного участка тоннеля до сечения, где температура будет выше $t_{\text{кон}} = +5^\circ \text{C}$

$$l_x = \frac{0,24(0,4 \cdot 170\,000 + 0)(5+26)}{0,85 \cdot 975 + 882} = 297 \text{ м.}$$

17. По формуле (72.VIII) определяем полную длину охлаждаемого участка тоннеля от начала портала

$$\sum_{i=1}^n l_x = 297 + 20 = 317 \text{ м.}$$

Определение $\sum_{i=1}^n l_x$ для тоннелей по схеме рис. 52, д. VIII. Пункты расчета 1, 2, 3, 4, 5 и 12 аналогичны предыдущему.

18. По формуле (61.V) определяем коэффициент теплоотдачи при значении $\epsilon_c = 2,2$

$$\alpha = \frac{2,64 \cdot 2,2 (1,2 \cdot 2,4)^{0,8}}{3,8 \cdot 2} = 10,0 \text{ ккал/ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{°C}.$$

19. По формуле (44.V) определяем коэффициент теплоотдачи при нестационарном тепловом режиме

$$k_z = \frac{1}{\frac{1}{10} + \frac{3,8}{2 \cdot 1,64} \ln \left(1 + \frac{2 \cdot 0,95}{3,8} \right)} = 1,78 \text{ ккал/ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{°C}.$$

20. По формуле (45.V) определяем количество тепла, поступающего из грунта в тоннель, и приводим его к 1 м одного пути тоннеля

$$\frac{Q_{гр. х}}{l} = -12,3 \cdot 1,78 (-10,5 - 11,6) = 496 \text{ ккал/ч} \cdot \text{м}.$$

21. По формуле (24.VI) определяем

$$l_{м. п} = \frac{1000 \cdot 35}{28} = 1250 \text{ м}.$$

22. По формуле (45.VII) определяем

$$l_T = 1250 - 152 = 1098 \text{ м}.$$

23. По формуле (80.VIII) определяем

$$x' = 1 - \frac{2(36 + 30)}{1098} = 0,88.$$

24. По формуле (79б.VIII) определяем

$$y = 0,88 \frac{\sqrt{3,16 + \frac{0,038 \cdot 36}{3,8}}}{\frac{16,38}{90} \sqrt{8,5} + \sqrt{3,16 + \frac{0,038 \cdot 36}{3,8}}} = 0,686.$$

25. По формуле (83.VIII) определяем температуру воздуха I пути (перед сбойкой), принимая температуру воздуха на станции $t_{ст} = 9^\circ \text{C}$, т. е. несколько ниже, чем рекомендовано приложением 5, вследствие дополнительного охлаждения этой станции со стороны портала:

$$t_{сб} = 9 + \frac{1,07 \cdot 0,85 \cdot 975}{170 \cdot 000} \left(600 - 36 - \frac{30}{2} \right) = 11,8 \text{ °C}.$$

26. Определяем температуру смеси воздуха на II пути после смешивания с воздухом I пути, прошедшим через сбойку,

$$t_{см} = (1 - y) t_{нар} + y t_{сб} = (1 - 0,686) (-26) + 0,686 \cdot 11,8 = 0 \text{ °C}.$$

27. По формуле (84.VIII) определяем количество тепла на 1 м, поступающего через разделительную перегородку с I на II путь,

$$\frac{Q_{п.г}}{l} = 3,8 \cdot 5,7 \left(\frac{9+11,8}{2} - \frac{5+0}{2} \right) = 172 \text{ ккал} \cdot \text{ч/м.}$$

28. По формуле (82.VIII) определяем длину охлаждаемого участка тоннеля от начала обвалованного участка тоннеля до сечения, где температура будет выше $t_{\text{кон}} = 5^\circ \text{C}$,

$$l_x = \frac{0,24 \cdot 170\,000 [5 - (1 - 0,686)(-26) - 0,686 \cdot 11,8]}{\frac{0,85 \cdot 975}{2} + 496 + 172} = 191 \text{ м.}$$

29. По формуле (72.VIII) определяем полную длину охлаждаемого участка тоннеля от конца портала

$$\sum_{i=1}^n l_x = 191 + 20 = 211 \text{ м.}$$

30. В результате выполненных расчетов определена длина охлаждаемых участков тоннелей и выявлена необходимость в устройстве воздушных завес у портала, учитывая, что фактическое расстояние от портала до торца станции составляет 600 м (в соответствии с рис. 52.VIII):

по схеме *в* $\sum_{i=1}^n l_x = 1240 \text{ м}$ — воздушная завеса требуется;

по схеме *г* $\sum_{i=1}^n l_x = 317 \text{ м}$ — воздушная завеса не требуется;

по схеме *д* $\sum_{i=1}^n l_x = 211 \text{ м}$ — воздушная завеса не требуется.

31. Из расчетов видно, что наименьшая длина достигается при схеме *д*.

Пример 2. Определить длину участка тоннеля для схем (см. рис. 52, *в*, *г* и *д*.VIII), требующего улучшенной гидроизоляции в связи с переохлаждением обделки тоннеля холодным воздухом, идущим от портала, и наличием подземных вод, уровень которых выше головки рельсов на всем протяжении тоннеля к станции после 60 м от портала.

Исходные данные для расчета аналогичны приведенным в примере 1.

1. Так как тоннель, имеющий обычную гидроизоляцию, не должен испытывать температурные колебания более $\Delta t = 30^\circ \text{C}$, определяем, какая наиболее низкая температура воздуха в этих участках допустима для применения (в московских условиях) обделки *в* обычной гидроизоляцией.

Тоннель II пути между порталом и станцией активно охлаждается зимой. Поэтому можно принять, что максимальная темпе-

ратура воздуха на этом участке летом будет средней между расчетной температурой наружного воздуха для теплого периода года и температурой грунта, т. е.

$$t_{в1}^* = \frac{t_{нар} + t_{гр}}{2} = \frac{21,4 + 9}{2} = 15,2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тогда в холодный период года допустимая температура воздуха в тоннеле, в котором можно применять обычную гидронизоляцию, составит

$$t_{доп} = t_{кон} \geq 15,2 - 30 = -14,8 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

2. Определяем среднюю температуру воздуха на рассматриваемом участке охлаждаемого тоннеля до $t_{кон} = -14,8^\circ\text{C}$

$$\frac{t_{нар} + t_{кон}}{2} = \frac{-26 - 14,8}{2} = -20,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

3. Используя для данного расчета пункты расчета 2, 3, 4, 5, 6, 7 и 8 примера 1, определяем количество тепла, поступающего из грунта в тоннель и приводим его к 1 м пути тоннеля, для схемы в

$$\frac{Q'_{гр. х}}{l} = -16 \cdot 1,77 (-20,4 - 11,6) = 906 \text{ ккал/ч} \cdot \text{м}.$$

Используя дополнительно пункты расчета 12, 13 и 14 примера 1, определяем количество тепла, поступающего из грунта на 1 м двухпутного тоннеля, для схемы г

$$\frac{Q''_{гр. х}}{l} = -24,6 \cdot 1,66 (-20,4 - 11,6) = 1310 \text{ ккал/ч} \cdot \text{м}.$$

а для схемы д, дополнительно используя пункты расчета 18 и 19,

$$\frac{Q'_{гр. х}}{l} = -12,3 \cdot 1,78 (-20,4 - 11,6) = 701 \text{ ккал/ч} \cdot \text{м}.$$

4. По формуле (71.VIII) определяем длину охлаждаемого участка тоннеля до $t_{кон} = -14,8^\circ\text{C}$ для схемы в

$$l_x = \frac{0,24 (170\,000 + 0) (-14,8 + 26)}{\frac{0,85 \cdot 975}{2} + 906} = 345 \text{ м},$$

а для схемы г по формуле (75.VIII)

$$l_x = \frac{0,24 (0,4 \cdot 170\,000 + 0) (-14,8 + 26)}{0,85 \cdot 975 + 1310} = 86 \text{ м}.$$

Так как в тоннелях II пути по схеме д самая низкая температура воздуха (она после смешения с воздухом I пути через сбойку составляет $t_{см} = 0^\circ\text{C}$), то охлажденного участка при этой схеме не будет.

5. Длина участка тоннеля II пути с улучшенной гидроизоляцией обделки, выдерживающей колебания температур $\Delta t > 30^\circ \text{C}$, должна составить (в соответствии с рис. 52.VIII):

$$\text{по схеме } \alpha - \sum_{i=1}^n l_x = 345 + 20 - 60 = 305 \text{ м;}$$

$$\text{по схеме } \beta - \sum_{i=1}^n l_x = 86 + 20 - 60 = 46 \text{ м;}$$

$$\text{по схеме } \delta - \sum_{i=1}^n l_x = 0.$$

6. По I пути высокий уровень подземных вод также начинается только после 60 м от портала, поэтому в нем усиленной гидроизоляции обделки выполнять не нужно.

7. Если бы высокий уровень подземных вод начинался от портала, то длина участков, требующих повышенной гидроизоляции, составила бы (в соответствии с рис. 52.VIII):

$$\text{по схеме } \alpha - \sum_{i=1}^n l_x = 345 \text{ м;}$$

$$\text{по схеме } \beta - \sum_{i=1}^n l_x = 86 \text{ м;}$$

$$\text{по схеме } \delta - \sum_{i=1}^n l_x = 36 + \frac{30}{2} = 51 \text{ м (длина участка от пор-}$$

тала до середины сбойки, где происходит смешивание циркуляционных потоков воздуха I и II пути с повышением температуры воздуха на II пути до 0°C). В этом случае для всех схем повышенная гидроизоляция тоннеля I пути должна быть длиной 50 м, начиная от портала.

Воздушные завесы известны в литературе [6, 51, 64, 67] как мероприятия или ограничивающие, или полностью ликвидирующие перетекание воздуха из одного пространства в другое через открытый проем, который технологически не может быть закрыт.

В частности, в зимнее время воздушными завесами можно значительно уменьшить и даже ликвидировать проникновение холодного наружного воздуха через открытый проем в помещение.

По схеме действия воздушная завеса является как бы воздушным шибером, заслоняющим плоской струей открытый проем и тем самым полностью или частично ограждающим пересечение его внешними потоками воздуха.

В метрополитенах воздушные и воздушно-тепловые завесы могут устраиваться у порталов, а также на входах и выходах в кассовых залах вестибюлей станций. Данные о воздушно-тепловых завесах на входах и выходах в кассовые залы приведены в § 3 главы X.

Воздушные завесы у порталов должны быть рассчитаны на частичный прорыв в тоннели наружного воздуха, так как они не могут полностью отсечь прорывающиеся совместно с поездом воздушные потоки в момент пересечения им воздушной завесы, а также при непосредственной близости головного или хвостового вагона движущегося поезда от воздушной завесы. Воздух таких завес может быть как холодным, так и предварительно подогретым.

Для подачи подогретого воздуха, как правило, используется отработанный (теплый) воздух, выталкиваемый поездами наружу из тоннеля I пути до его смешивания или охлаждения воздухом, поступающим по II пути.

В отдельных случаях при очень близком расположении (70 м) станции или служебных помещений тупиков от портала для завесы используется наружный воздух, который дополнительно подогревается. Источниками такого подогрева, в зависимости от условий, могут быть городские и районные тепловые сети, местные котельные и электроэнергия.

Воздушные завесы могут быть устроены только во II пути, или на обоих путях, или непосредственно у торцевой стены портала, или внутри тоннеля на расстоянии 10—50 м от портала.

При расположении воздушных завес в глубине тоннелей источником набегающего потока воздуха на завесу являются циркуляционные потоки, вызываемые в основном всасывающим поршневым действием поездов, а при расположении у торцевой стены портала также и потоки, вызываемые нагнетательным действием ветра.

Поэтому, чтобы исключить дополнительное ветровое влияние целесообразно завесу располагать в глубине тоннеля (чем дальше, тем лучше). При наличии на поверхности у портала глубокой выемки (не менее высоты тоннеля) на достаточно большом расстоянии от портала (50—100 м) ее можно считать также достаточно хорошей защитой от ветрового воздействия.

Как правило, воздушные завесы располагают только в тоннеле II пути при размещении припортальных тоннелей по схемам *в* рис. 52.VIII (со сплошной разделительной стеной в двухпутном тоннеле или отдельных однопутных тоннелей) и *д*.

При размещении припортальных тоннелей по схеме *г* (см. рис. 52.VIII) воздушные завесы следует располагать на I и II путях внутри тоннелей или у торцевой стены порталов.

При размещении воздушной завесы (на одном или на двух путях) в тоннелях необходимо, чтобы от места размещения завесы до торцевой стены портала два пути разделялись между собой сплошной перегородкой.

Теплый воздух с I пути тоннеля на воздушную завесу II пути должен отбираться на таком расстоянии от торцевой стены портала, которое гарантировало бы от подмешивания к нему наружного воздуха через портал I пути. При этом количество воздуха, отбираемого на завесу, должно быть значительно меньше (не более

60%) среднечасового циркуляционного потока $G_{ц}$, идущего по I пути наружу.

Конструкция воздушной завесы представляет собой коробки или каналы с узкой воздуховыпускной щелью, размещаемой сбоку, снизу или сверху тоннеля (рис. 53.VIII).

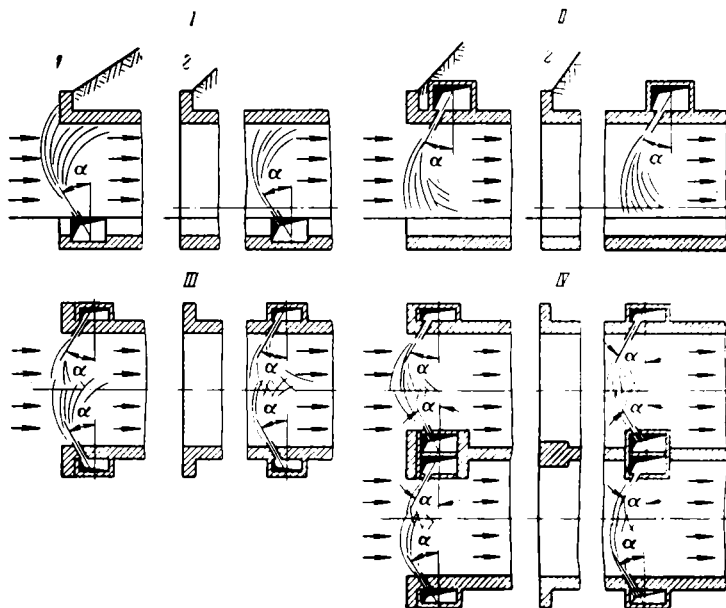


Рис. 53.VIII. Схема расположения воздухоподающих коробов и щелей воздушных завес у порталов:

I — нижнее одностороннее расположение воздушной завесы; *II* — верхнее одностороннее расположение; *III* — боковое двустороннее расположение в одном пути; *IV* — боковое двустороннее расположение в двух путях тоннеля; *1* — расположение завесы у торцевой стены портала; *2* — то же, в глубине тоннеля (стрелками показано нагнетательное и всасывающее действие воздушных потоков в зависимости от места расположения воздушной завесы)

В промышленных наземных установках применяется только боковое или нижнее размещение.

В условиях порталных участков тоннелей в связи с тем, что на воздушную завесу действуют набегающие потоки по всему сечению тоннеля и только в одном направлении практически с одинаковым напором как в верхней, так и в нижней части тоннеля, весьма перспективным (с аэродинамической и конструктивной точек зрения) является размещение воздуховыпускной щели сверху тоннеля.

Нижнее размещение короба и воздуховыпускной щели нежелательно по конструктивным, эксплуатационным и санитарным условиям, так как в процессе эксплуатации они забиваются грязью и заполняются грунтовой и мочевой водой. При боковом

размещении воздух из щели можно выпускать с меньшей скоростью, чем при нижнем или верхнем.

Коробы и каналы могут быть как металлическими, так и железобетонными.

Горизонтальные коробы и каналы должны иметь размеры, которые обеспечили бы доступ для очистки и ремонта, а вертикальные коробы должны иметь люки.

Воздуховыпускная щель представляет собой узкий насадок, направленный навстречу потоку наружного воздуха под углом $45-30^\circ$ к плоскости сечения тоннеля, с внутренними перегородками на расстоянии между собой, равном ширине щели.

Для воздушных завес обычно применяются центробежные вентиляторы.

Для снижения шума от работы вентиляторов (в особенности если они забирают воздух на завесу снаружи, а не из тоннеля) рекомендуется как на всасывающей, так и на нагнетательной стороне их располагать глушители шума. Степень глушения шума должна быть принята одинаковой как в направлении тоннелей, так и в направлении поверхности.

Вследствие сравнительно большой производительности вентиляционной установки для воздушной завесы глушители шума следует применять панельного типа с учетом естественного глушения шума на поворотах канала.

При устройстве двух воздушных завес, по одной на каждом пути тоннеля, следует для каждой завесы предусматривать самостоятельную вентиляторную установку.

Расчетами порталных воздушных завес должно быть определено:

- 1) количество наружного воздуха L_0 , которое прорывается через портал в тоннель при отсутствии завесы, $\text{м}^3/\text{ч}$;
- 2) количество наружного воздуха $L_{\text{нар}}$, прорывающегося в тоннель через портал, которое вследствие технологических причин не может быть задержано работающей завесой, $\text{м}^3/\text{ч}$;
- 3) количество воздуха $L_{\text{зв}}$, которое должно быть подано в воздушную завесу, с тем чтобы прорывающиеся через завесу в тоннели потоки воздуха были бы снижены с L_0 до $L_{\text{нар}}$, $\text{м}^3/\text{ч}$;
- 4) необходимая температура воздуха за завесой для поддержания температуры воздуха на припортальной станции $t_{\text{ст}}$ не ниже заданной;
- 5) конструктивные характеристики завесы, обеспечивающие заданные условия ее работы.

Среднечасовые потоки наружного воздуха, врывающегося в портал, при отсутствии воздушной завесы в результате поршневого действия движущихся поездов являются циркуляционными потоками воздуха $G_{\text{ц}}$, определяемыми по методике, изложенной в § 3 главы VI,

$$L_0 = L_{\text{ц}} = \frac{G_{\text{ц}}}{\gamma_{\text{в. нар}}}, \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Так как L_0 — это средний расход воздуха, на который рассчитывается завеса, то все потоки воздуха, подходящие к завесе со скоростью, превышающей $v_0 = L_0/3600 F_{\text{ист. п}}$, будут задерживаться завесой с тем меньшей эффективностью, чем с большей скоростью они будут к ней подходить.

Поэтому каждый раз при пересечении поездами воздушной завесы в тоннель будут прорываться наружные потоки воздуха вследствие нарушения потока завесы и создания в зазоре между внешним очертанием вагона и внутренней поверхностью тоннеля скоростей, значительно превышающих скорость воздуха, который прорывается через портал в тоннель при отсутствии завесы, а также вследствие создания увеличенных скоростей на определенном (близком) расстоянии от завесы до торцов головного или хвостового вагонов движущегося поезда.

В интервале между поездами завеса будет работать в расчетном режиме.

Количество наружного воздуха, прорывающегося в тоннель у воздушной завесы

$$L_{\text{нар}} = 0.7 (L_{\text{зв}} + L_{\text{тор}}), \text{ м}^3/\text{ч} \quad (85.VIII)$$

определится из следующих соображений.

Количество воздуха, прорывающегося в тоннель у воздушной завесы в зазоре между поездом и тоннелем в момент ее пересечения поездом,

$$L_3 = n_{\text{п}} \frac{l_{\text{п}}}{v_{\text{п}}} v_{0.з} F_3, \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (86.VIII)$$

Количество воздуха, прорывающегося через завесу при непосредственной близости от нее торцов головного или хвостового вагонов движущегося поезда,

$$L_{\text{тор}} = n_{\text{п}} Z_{\text{тор}} v_{\text{тор}} F_{\text{ист. п}}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (87.VIII)$$

В формулах (86.VIII) и (87.VIII) $n_{\text{п}}$ — среднее число поездов, пересекающих портал в час; $l_{\text{п}}$ — длина поезда, м; $v_{\text{п}}$ — скорость движения поезда при проходе им порталного участка по II пути, м/с; $v_{0.з}$ — скорость движения воздуха в зазоре (средняя по сечению между поездом и тоннелем), м/с; F_3 — площадь зазора между поездом и тоннелем, м²; $v_{\text{тор}}$ — скорость движения воздуха непосредственно перед торцами головного и за хвостовым вагонами движущегося поезда, м/с; $Z_{\text{тор}}$ — время, в течение которого завесой неэффективно отсекаются потоки воздуха, идущие непосредственно перед торцами головного и за хвостовым вагонами движущегося поезда ($Z_{\text{тор}} = 10 \div 15$), с; $F_{\text{ист. п}}$ — истинная площадь сечения порталного участка у завесы, м²; 0,7 — коэффициент, учитывающий влияние завесы на снижение прорывающихся с поездом воздушных потоков.

Скорость движения воздуха в зазоре в зависимости от скорости поезда может быть определена из совместного решения уравнений (35.VII) и (36.VII)

$$v_3 = 0,023v_{п}^2, \text{ м/с.} \quad (88.VIII)$$

Скорость движения воздуха непосредственно за хвостовым вагоном поезда можно определить из уравнения (28.VI), принимая в этом случае $m = 1$. Подставляя в формулу (85.VIII) известные значения, получим окончательно

$$L_{нар} = 0,7n_{п}v_{п} [0,023L_{п}F_3 + Z_{тор}(1 - \omega)F_{ист. п}], \text{ м}^3/\text{ч.} \quad (89.VIII)$$

где ω — определяется по формуле (22, а, VI) или по графику (см. рис. 9.VI).

Существуют различные методы расчета количества воздуха, которое необходимо подать в воздушную завесу для снижения L_0 до $L_{нар}$.

Для специфических условий работы порталных воздушных завес наиболее целесообразным методом следует считать расчет по графикам, приведенным на рис. 54.VIII, составленным в относительных количествах воздуха на основании опытных данных В. В. Батурина и теоретических разработок И. А. Шепелева [6, 64, 67].

На графике по оси ординат отложены значения $L_{нар}/L_0$, а по оси абсцисс значения $L_{зв}/L_0$ и нанесены пять кривых для следующих схем воздушных завес: 1 — односторонняя — по опытным данным для условия всасывания; 2 — односторонняя — по формулам И. А. Шепелева; 3 — односторонняя — по опытным данным для условия нагнетания; 4 — двусторонняя — по опытным данным для условия всасывания; 5 — двусторонняя — по опытным данным для условия нагнетания.

При расчете по этим кривым следует принимать длину, площадь и ширину воздуховыпускных щелей такими же, как они были приняты при выполнении экспериментов, на основании которых были составлены указанные кривые, а именно: длина щели $l_{щ}$ по всей высоте или ширине тоннеля в зависимости от типа завесы; площадь щели при односторонней завесе $F_{щ} = 1/30 F_{ист. п}$, а при двусторонней завесе $F_{щ} = 1/15 F_{ист. п}$, м^2 ; ширина щели $b_{щ} =$

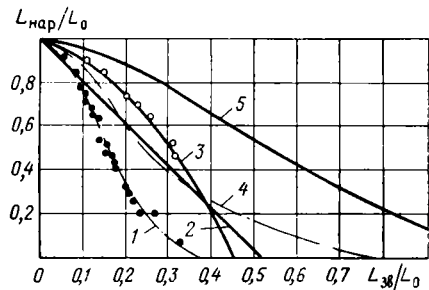


Рис. 54.VIII. График зависимости относительного количества воздуха, проходящего через проем, и относительного количества воздуха, подаваемого в завесу (по опытным данным В. В. Батурина), для воздушных завес при $\alpha = 45^\circ$; $\gamma_{см}/\gamma_{зв} = 1$; $a = 0,1$

$= F_{щ}/l_{щ}$, м; высота воздуховыпускной насадки $h_{щ} = 4 b_{щ}$, м.

На основании вышеприведенных формул L_0 и $L_{нар}$ определяем отношение $L_{нар}/L_0$.

На графике (см. рис. 54.VIII) на оси ординат находим это отношение и проводим прямую, параллельную оси абсцисс, до пересечения с кривой, отвечающей конструкции принятой завесы.

Перпендикуляр, восставленный из точки пересечения с соответствующей кривой на ось абсцисс, дает отношение $\eta = L_{зв}/L_0$, по которому определяется

$$L_{зв} = \eta L_0, \text{ м}^3/\text{ч.} \quad (90.VIII)$$

Тогда суммарное количество воздуха $\sum_{i=1}^n L_{зв}$, которое проходит завесу, состоящее из прорывающегося через завесу количества воздуха и выпускаемого в завесу через воздуховыпускную щель $L_{зв}$, составит

$$\sum_{i=1}^n L_{зв} = L_{нар} + L_{зв}, \text{ м}^3/\text{ч.} \quad (91.VIII)$$

При расчете порталных воздушных завес рекомендуется пользоваться при односторонней верхней завесе, расположенной у торца портала, кривой 3, а расположенной в глубине тоннеля — кривой 1 (см. рис. 54.VIII). При двусторонних завесах, расположенных у торца портала, следует пользоваться кривой 5, а расположенных в глубине тоннеля — кривой 4.

При устройстве односторонней боковой завесы она должна рассчитываться по соответствующим кривым односторонних завес. Скорость движения воздуха в выпускной щели завесы $v_{щ} = L_{зв}/3600 F_{п}$ для снижения аэродинамического шума и напора вентилятора, а также его мощности рекомендуется не более 20 м/с. По данным В. В. Батурина, для двусторонних завес требуется воздуха больше, чем для односторонних, что видно из рис. 54.VIII.

За воздушной завесой температура смеси воздуха, прорывающегося и продуваемого через завесу, должна быть не ниже допустимой $t_{д. см}$ для поддержания заданной температуры воздуха на станции или служебных помещений тупиков.

Допустимая температура воздуха за завесой определяется: расстоянием от станций или служебных помещений тупиков до необвалованного участка тоннелей у портала $l_{фак}$, допустимой температурой воздуха в торце станции $t_{кон}$, суммарным количеством воздуха, проходящего через завесу $\sum_{i=1}^n L_{зв}$, количеством тепла, выделяемого как работающим оборудованием в метрополитене $\sum_{i=1}^n Q_{ср з}$, так и окружающими тоннель грунтами $Q_{гр. х}$,

количеством холода, вносимого в тоннель наружным воздухом и охлажденным на поверхности подвижным составом $\Phi_{хп}$. Величина $t_{д. см}$ может быть определена для воздушных завес у порталных сооружений, расположенных по схемам *в*, *г* и *д* (см. рис. 52.VIII), по следующему уравнению теплового баланса:

$$Q_{см} + \frac{\Phi_{хп} \sum_{i=1}^n Q_{ср з}}{2l} l_{фак} + \frac{Q_{гр. х}}{l} l_{фак} = Q_{кон}, \quad (92.VIII)$$

где $Q_{см} = \sum_{i=1}^n L_{зв} \gamma_{см} c_{см} t_{д. см}$ — количество тепла, вносимого в тоннель воздухом, прорывающимся и продуваемым через завесу при отключенной станционной установке тоннельной вентиляции,

что соответствует $G''_{вент} = 0$ ккал/ч; $Q_{кон} = \sum_{i=1}^n L_{зв} \gamma_{кон} c_{кон} t_{кон}$ — количество тепла, уносимого через станцию с участка тем же воздухом, ккал/ч; $\gamma_{см}$ и $\gamma_{кон}$ — соответственно плотность смеси воздуха после воздушной завесы и у торца станции, кг/м³; $c_{см} \approx c_{кон} \approx 0,24$ — удельная теплоемкость соответственно смеси воздуха за завесой и у торца станции, ккал/кг.

После преобразования относительно $t_{д. см}$ получим

$$t_{д. см} = \frac{1}{\gamma_{см}} \left[\gamma_{кон} t_{кон} - \frac{l_{ф} \left(\frac{\Phi_{хп} \sum_{i=1}^n Q_{ср з}}{2l} + \frac{Q_{гр. х}}{l} \right)}{0,24 \sum_{i=1}^n L_{зв} \gamma_{см}} \right], \quad ^\circ\text{C}. \quad (93.VIII)$$

При расположении тоннелей по схемам *в* и *д* (см. рис. 52.VIII) в одном двухпутном тоннеле, в котором перегородкой полностью разделены между собой два пути, подставляя в левую часть уравнения теплового баланса (92.VIII) значение теплопередачи из I к II пути через перегородку $\frac{Q_{пг}}{l}$ (методика определения которого приведена выше), после аналогичного преобразования относительно $t_{д. см}$, получим

$$t_{д. см} = \frac{1}{\gamma_{см}} \left[\gamma_{кон} t_{кон} - \frac{l_{ф} \left(\frac{\Phi_{хп} \sum_{i=1}^n Q_{ср з}}{2l} + \frac{Q_{гр. х}}{l} + \frac{Q_{пг}}{l} \right)}{0,24 \sum_{i=1}^n L_{зв} \gamma_{см}} \right], \quad ^\circ\text{C}.$$

(94.VIII)

Фактическая температура смеси воздуха непосредственно за завесой $t_{ф. см}$ определится из уравнения смеси для расположения тоннелей по схемам *в* и *г* (см. рис. 52.VIII)

$$t_{ф. см} = \frac{L_{нар}\gamma_{нар}t_{нар} + L_{зв}\gamma_{зв}t_{зв}}{\sum_{i=1}^n L_{зв}\gamma_{см}}, \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (95.VIII)$$

а для расположения тоннелей по схеме *д*

$$t_{ф. см} = \frac{(1-y)L_{нар}\gamma_{нар}t_{нар} + yL_{нар}\gamma_{нар}t_{сб} + L_{зв}\gamma_{зв}t_{зв}}{\sum_{i=1}^n L_{зв}\gamma_{см}}, \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (96.VIII)$$

где $\gamma_{нар}$ и $\gamma_{зв}$ — плотность воздуха соответственно наружного и смеси его с продуваемым через завесу, кг/м^3 .

При пропуске через завесу наружного воздуха следует принимать $\gamma_{зв} = \gamma_{нар}$, а $t_{зв} = t_{нар}$ и в формуле (95.VIII) $\gamma_{см} = \gamma_{нар}$, а при пропуске через завесу воздуха из I тоннеля следует принимать $\gamma_{зв} = \gamma_{сб}$, $t_{зв} = t_{сб}$. Значение $t_{сб}$ принимается по формуле (83.VIII).

Значением $\gamma_{см}$ нужно предварительно задаваться при определении $t_{ф. см}$ по формуле (96.VIII), а при определении по формуле (95.VIII) — только в случаях пропуски через завесу воздуха с иной температурой, чем $t_{нар}$. Значение y определяется по изложенной методике по формуле (79.VIII).

Если в результате расчетов окажется, что $t_{ф. см} < t_{д. см}$, то необходимо вносить дополнительное тепло $Q_{доп}$ или в воздух продуваемый через завесу, или непосредственно в воздух перед завесой, или в смесь его после завесы.

Значение $Q_{доп}$ определяется из уравнения

$$Q_{доп} = 1,3 \cdot 0,24 \gamma_{ср} \sum_{i=1}^n L_{зв} (t_{д. см} - t_{ф. см}), \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (97.VIII)$$

где $\gamma_{ср}$ — средний объемный вес воздуха, соответствующий средней температуре $(t_{д. см} + t_{ф. см})/2$, кг/м^3 ; 1,3 — коэффициент запаса.

Обычно источником $Q_{доп}$ является теплый воздух I пути, подаваемый как в завесу, так и через сбойку между тоннелями. Если отсутствует возможность подать его с I пути, а также если его температура окажется недостаточной при заданных соотношениях проходящего через завесу воздуха и во всех случаях расположения торца станции или служебных помещений тупиков $l_{ф} \leq 70 \text{ м}$, $Q_{доп}$ необходимо вносить путем подогрева $L_{зв}$ до необходимой температуры, обеспечивающей $t_{ф. см} \geq t_{д. см}$, используя внешние источники тепла (теплосеть, электроэнергия).

Если $Q_{\text{доп}}$ компенсировать за счет подачи дополнительного количества теплого воздуха $L_{\text{доп}}$ с I пути на II, то его количество можно определить из зависимости

$$L_{\text{доп}} = \frac{Q_{\text{доп}}}{0,24\gamma_{\text{ср}}(t_{\text{сб}} - t_{\text{д. см}})}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (98.VIII)$$

а если компенсировать за счет подачи тепла из теплосети или других внешних источников, то температура, до которой необходимой подогреть этот воздух, составит

$$t_{\text{доп}} = t_{\text{м. з}} + \frac{Q_{\text{доп}}}{0,24\gamma_{\text{ср}}L_{\text{зв}}}, \text{ }^\circ\text{C}, \quad (99.VIII)$$

где $t_{\text{м. з}}$ — температура воздуха из мест его забора ($t_{\text{нар}}$ или $t_{\text{сб}}$), $^\circ\text{C}$.

Пример 3. Рассчитать воздушные завесы в порталных участках тоннелей, расположенных по схеме рис. 52, в.VIII, при основных исходных данных, приведенных в примере 1, и при следующих дополнительных данных. Скорость поезда в момент прохода его через портал и воздушную завесу $v_{\text{п}} = 75 \text{ км/ч}$ (20,4 м/с). Циркуляционный поток воздуха по каждому из двух путей $G_{\text{ц}} = 220\,000 \text{ кг/ч}$. Площадь зазора между внешними очертаниями вагона и внутренней поверхностью порталного участка тоннеля у завесы $F_{\text{з}} = 7,38 \text{ м}^2$. Время, в течение которого снижается эффективность завесы вследствие близкого нахождения от нее головного и хвостового вагонов движущегося поезда $z_{\text{тор}} = 12 \text{ с}$. Завеса расположена в тоннеле II пути. Расстояния от торца станции до конца обвалованного грунтом тоннеля у портала $l_{\text{ф}} = 800 \text{ м}$; $l_{\text{ф}} = 300 \text{ м}$ и $l_{\text{ф}} = 70 \text{ м}$; в завесу подается только холодный (наружный) воздух и только теплый с I пути тоннеля при расположении завесы соответственно у торца портала и в глубине тоннеля при односторонней и двусторонней ее конструкции.

1. По формуле (15.VI) определяем количество наружного воздуха, прорывающегося в тоннель через портал при отсутствии завесы,

$$L_0 = L_{\text{ц}} = \frac{220\,000}{1,43} = 154\,000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

2. По формуле (24.VI) определяем

$$l_{\text{м. п}} = \frac{1000 \cdot 35}{28} = 1250 \text{ м}.$$

3. Определяем значение $\epsilon_{\text{т}}$ по формуле (23.VI)

$$\epsilon_{\text{т}} = 1,5 + 4 \cdot 0,038 \frac{1250 - 152}{4,81} = 37,2.$$

4. По графику (см. рис. 9.VI) определяем при $\epsilon_{\text{т}} = 37,2$ для тьюбингового тоннеля $d_{\text{вн}} = 5,1 \text{ м}$ значение $\omega = 0,66$.

5. По формуле (89.VIII) определяем то количество наружного воздуха, прорывающегося в тоннель, которое не может быть задержано работающей завесой.

$$L_{\text{нар}} = 0,7 \cdot 28 \cdot 20,4 [0,023 \cdot 152 \cdot 7,38 + 12 (1 - 0,66) 18,62] = 40\,800 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

6. Принимая среднюю температуру воздуха на станции на 2°C выше $t_{\text{кон}}$, т. е. $t_{\text{ст}} = 5 + 2 = 7^\circ \text{C}$, по формуле (83.VIII) определяем температуру уходящего воздуха из тоннеля I пути у конца обвалованного грунтом участка на расстоянии l_ϕ от торца станции:

при $l_\phi = 800 \text{ м}$

$$t_{\text{yx}} = t_{\text{сб}} = 7 + 1,07 \frac{0,85 \cdot 975}{2} \cdot \frac{1}{220\,000} 800 = 7 + 0,002 \cdot 800 = 8,6^\circ \text{C};$$

при $l_\phi = 300 \text{ м}$

$$t_{\text{yx}} = t_{\text{сб}} = 7 + 0,002 \cdot 300 = 7,6^\circ \text{C};$$

при $l_\phi = 70 \text{ м}$

$$t_{\text{yx}} = t_{\text{сб}} = 7 + 0,002 \cdot 70 = 7,1^\circ \text{C}.$$

7. Определяем отношение количества прорывающегося в тоннель наружного воздуха при действии завесы к количеству воздуха, прорывающегося в тоннель при отсутствии завесы,

$$\frac{L_{\text{нар}}}{L_0} = \frac{40\,800}{154\,000} = 0,265.$$

По кривым (см. рис. 54.VIII) в зависимости от места расположения завесы (у торца портала или в тоннеле) и конструкции завесы (односторонняя или двусторонняя) определяем отношение $L_{\text{зв}}/L_0 = \eta$ и данные заносим в табл. 16.VIII. По этому отношению определяем величину расчетного количества воздуха, которое необходимо подать в завесу $L_{\text{зв}} = \eta L_0$ с тем, чтобы в тоннель не было пропущено наружного воздуха $L_{\text{нар}}$ более определенного значения, и заносим эти данные в табл. 16.VIII.

8. Определяем суммарное количество воздуха $\sum_{i=1}^n L_{\text{зв}}$, проходящего воздушную завесу,

$$\sum_{i=1}^n L_{\text{зв}} = 40\,800 + 38\,000 = 78\,800 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

9. По формуле (95.VIII) определяем фактическую температуру смеси за завесой между воздухом, прорывающимся через воздушную завесу, и теплым воздухом из I пути, подаваемым в завесу (теплая завеса),

$$t_{\text{ф. см}900} = \frac{40\,800 \cdot 1,43 (-26) + 38\,000 \cdot 1,26 \cdot 8,6}{78\,800 \cdot 1,33} = -10,6^\circ \text{C}$$

Односторонняя воздушная завеса по схеме рис. 52, в. VIII при расположении ее

Определяемая величина	в тоннеле (кривая 1 на рис. 54. VIII)								у торцевой стены портала (кривая 3 рис. 54. VIII)			
	от торца станции $t_{\phi} = 800$ м		от торца станции $t_{\phi} = 300$ м		от торца станции $t_{\phi} = 70$ м		от торца станции $t_{\phi} = 800$ м		холод	тепло		
	холод*	тепло	холод	тепло	холод	тепло	холод	тепло				
$L_0, \text{ м}^3/\text{ч}$	154 000											
$L_{\text{нар}}, \text{ м}^3/\text{ч}$	40 800											
$L_{\text{на}}$	0,265											
$\frac{L_{\text{зв}}}{L_0}$	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,4	0,4	
$L_{\text{зв}}, \text{ м}^3/\text{ч}$	38 000	38 000	38 000	38 000	38 000	38 000	38 000	38 000	38 000	61 600	61 600	
$\sum_{i=1}^n L_{\text{зв}}$	78 800	78 800	78 800	78 800	78 800	78 800	78 800	78 800	78 800	102 400	102 400	
$t_{\text{пр}} = t_{\text{сб}}, \text{ }^\circ\text{C}$	8,6	8,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,1	7,1	7,1	8,6	8,6	
$t_{\text{д}}, \text{ см}, \text{ }^\circ\text{C}$	-26	-	-7,1	-7,6	-7,6	1,8	1,9	1,9	1,9	-19,4	-19,7	
$t_{\phi}, \text{ см}, \text{ }^\circ\text{C}$	-26	-	-26	-41,1	-41,1	-26	-26	-26	-26	-26	-6,3	
$Q_{\text{доп}}, \text{ ккал/ч}$	-	-	641 000	415 000	415 000	935 000	935 000	935 000	935 000	298 000	-	
Принятый источник дополнительного тепла	Дополнительное тепло не нужно										Воздух с I пути	Дополнительное тепло не нужно
	-	-	-	24 400	24 400	-	-	-	-	-	25 400*	-
	-	-	26	-	-	49	49	49	49	-	-	-
	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62
	17	17	17	17	17	17	17	17	17	17	27,7	27,7
$b_{\text{щ}}, \text{ м/с}$	0,148	0,148	0,148	0,148	0,148	0,148	0,148	0,148	0,148	0,148	0,148	
$b_{\text{щ}}, \text{ м}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	

* «холод» и «тепло» — подача в завесу соответственно холодного наружного воздуха или теплого с I пути.

Продолжение табл. 16.VIII

Определяемая величина	Односторонняя воздушная завеса по схеме рис. 52, в. VIII при расположении ее у торцевой стены портала (кривая 3 рис. 54. VIII)				Двусторонняя воздушная завеса при расположении ее в тоннеле (кривая 4, рис. 54. VIII)					
	от торца станции $t_{\phi} = 300 \text{ м}$		от торца станции $t_{\phi} = 70 \text{ м}$		от торца станции $t_{\phi} = 800 \text{ м}$		от торца станции $t_{\phi} = 300 \text{ м}$		от торца станции $t_{\phi} = 70 \text{ м}$	
	холод	тепло	холод	тепло	холод	тепло	холод	тепло	холод	тепло
$L_0, \text{ м}^3/\text{ч}$	154 000									
$L_{\text{нар}}, \text{ м}^3/\text{ч}$	40 800									
$L_{\text{нар}}/L_0$	0,265									
$L_{\text{зв}}, \text{ м}^3/\text{ч}$	0,4	0,4	0,4	0,4	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38
$\sum_{i=1}^n L_{\text{зв}}$	61 600	61 600	61 600	61 600	58 500	58 500	58 500	58 500	58 500	58 500
$t_{\text{вз}} = t_{\text{сб}}, \text{ }^\circ\text{C}$	102 400	102 400	102 400	102 400	99 300	99 300	99 300	99 300	99 300	99 300
$t_{\text{д}}, \text{ см}, \text{ }^\circ\text{C}$	7,6	7,1	7,1	7,1	8,6	8,6	7,6	7,6	7,1	7,1
$t_{\phi}, \text{ см}, \text{ }^\circ\text{C}$	-4,4	2,4	2,7	2,7	-20,4	-20,4	-4,7	-5,1	2,3	2,6
$Q_{\text{доп}}, \text{ Ккал/с}$	-26	-26	-7,1	-7,1	-6,8	-6,8	-26	-7,3	-26	-7,6
	950 000	84 500	1 230 000	411 000	262 000	262 000	915 000	90 000	1 200 000	412 000
Принятый источник дополнительного тепла	Тепло-сеть	Воздух с I пути	Теплосеть	Воздух с I пути	Дополнительное тепло не нужно	Тепло-сеть	Воздух с I пути	Тепло-сеть	Воздух с I пути	Теплосеть
	—	22 000	—	28 300	—	—	—	—	22 800	—
	24	—	35	—	—	21	—	—	—	38
	0,62	0,62	0,62	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24	1,24
27,7	27,7	27,7	13,1	13,1	13,1	13,1	13,1	13,1	13,1	
0,148	0,148	0,148	0,148	0,155	0,155	0,155	0,155	0,155	0,155	

* «холод» и «тепло» — подача и завеса соответственно холодного воздуха или тепло с I пути.

Для холодных завес $t_{ф. см} = -26^\circ \text{C}$.

10. По формуле (93.VIII) определяем допустимую температуру воздуха за завесой при подаче в завесу наружного воздуха (холодная завеса) и $t_{кон} = 5^\circ \text{C}$

$$t_{д. см 800} = \frac{1}{1.43} \left[1.27 \cdot 5 - \frac{800 \left(\frac{0.85 \cdot 975}{2} + 626 \right)}{0.24 \cdot 78800} \right] =$$

$$= \frac{1}{1.43} \left[6.35 - \frac{800 \cdot 1040}{0.24 \cdot 78800} \right] = -26.3 \approx -26^\circ \text{C}.$$

11. То же, при подаче в завесу теплого воздуха с I пути, имеющего температуру $t_{yx} = t_{сб}$, принимая $\gamma_{см} = 1,33 \text{ кг/м}^3$ и сохраняя неизменными все остальные данные, входящие в предыдущую формулу.

12. По формуле (97.VIII) определяем дополнительное количество тепла $Q_{доп}$, которое необходимо подать в завесу для обеспечения $t_{ф. см} \geq t_{д. см}$,

$$Q_{доп 800} = 1.3 \cdot 0.24 \cdot 1.35 \cdot 78800 (-7.2 + 26) = 641\,000 \text{ ккал/ч}.$$

13. Для воздушных завес в порталных участках, допускающих для $Q_{доп}$ использование тепла с I пути тоннеля, определяем по формуле (98.VIII) дополнительное количество воздуха, подаваемого через специальную сбойку с I на II путь,

$$L_{доп} = \frac{115\,000}{0.24 \cdot 1.29 (8.6 + 7.6)} = 24\,400 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

14. Для воздушных завес в порталных участках с расстоянием от торца станции $l_{ф} = 70 \text{ м}$, а также в случаях невозможности подачи воздуха с I пути источником $Q_{доп}$ принимаем тепловые сети, подогревающие воздух, подаваемый в воздушную завесу, до температур (определяются по формулам (99.VIII)):

$$t_{доп} = -26 + \frac{641\,000}{0.24 \cdot 1.35 \cdot 38\,000} = 26^\circ \text{C};$$

$$t_{доп} = 7.1 + \frac{426\,000}{0.24 \cdot 1.31 \cdot 38\,000} = 42.6^\circ \text{C}.$$

15. Определяем площадь щели:

для односторонней воздушной завесы

$$F_{щ} = \frac{1}{30} F_{ист. п} = \frac{1}{30} \cdot 18.62 = 0.62 \text{ м}^2;$$

для двусторонней воздушной завесы

$$F_{щ} = \frac{1}{15} F_{ист. п} = \frac{1}{15} \cdot 18.62 = 1.24 \text{ м}^2.$$

16. Определяем скорость движения воздуха в воздуховыпускной щели для односторонней завесы:

$$v_{щ} = \frac{38\,000}{3600 \cdot 0.62} = 17 \text{ м/с};$$

$$v_{щ} = \frac{61\,600}{3600 \cdot 0.62} = 27.7 \text{ м/с};$$

для двусторонней завесы

$$v_{\text{ш}} = \frac{58\,500}{3600 \cdot 1,24} = 13,1 \text{ м/с.}$$

17. Определяем ширину воздуховыпускной щели:
для односторонней завесы при длине щели 4,2 м

$$b_{\text{щ}} = \frac{\sqrt{F_{\text{ш}}}}{l_{\text{щ}}} = \frac{0,62}{4,2} = 0,148 \text{ м;}$$

для двусторонней завесы и суммарной длине щели 8 м

$$b_{\text{щ}} = \frac{F_{\text{ш}}}{l_{\text{щ}}} = \frac{1,24}{8,0} = 0,155 \text{ м.}$$

Результаты расчетов для всех вариантов воздушных завес приведены в табл. 16.VIII.

§ 8. Теплоизоляция тоннельных сооружений

В климатических районах со средней температурой самого холодного месяца $t_{\text{х. м}} < 0^\circ \text{C}$ при недостаточном заглублении тоннельных сооружений метрополитена от поверхности в холодный период года может наблюдаться конденсация влаги из воздуха на внутренних поверхностях перекрытий и верхних частях примыкающих к ним стен. Это вызывается тем, что внутренние поверхности конструкций периодически имеют температуру ниже точки росы тоннельного воздуха.

Конденсация влаги портит отделку этих сооружений и опасна для расположенного в них электротехнического оборудования, а также оборудования СЦБ и связи.

Чтобы избежать конденсации влаги, необходимо ограничивать температурный перепад между температурой воздуха в тоннельных сооружениях $t_{\text{в}}$ и температурой на внутренней поверхности $\tau_{\text{в}}$ их ограждений $\Delta t = t_{\text{в}} - \tau_{\text{в}}$. Это может быть достигнуто наличием над перекрытием тоннелей достаточной грунтовой толщи или заменяющего ее теплоизоляционного материала, что проверяется соответствующим коэффициентом теплопередачи ограждающей от поверхности конструкции тоннелей и грунтовой толщи над ней.

Исходя из этих соображений, требуемый коэффициент теплопередачи $K_{\text{тр}}$ конструкций, ограждающих тоннели от поверхности (принимая коэффициент массивности этих конструкций $m = 1$), должен быть не более приведенного в работе [56]:

$$K_{\text{тр}} \leq \alpha_{\text{вн}} \frac{t_{\text{в}} - \tau_{\text{в}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}, \text{ ккал/ч} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}, \quad (100.VIII)$$

где $\alpha_{\text{вн}}$ — коэффициент тепловосприятия от воздуха внутренней поверхностью перекрытия при его ребристой конструкции с учетом средней скорости движения воздуха в тоннеле $v_0 = 0,9 \div 2,5 \text{ м/с}$ (в период отсутствия движения поездов может быть принят рав-

ным 7,5), ккал/ч·м²·°С; t_n — расчетная наружная отопительная температура [46], °С.

Относительную влажность воздуха в тоннельных сооружениях метрополитена в холодный период года для первых лет эксплуатации тоннелей вне зависимости от климатических районов следует принимать не менее $\varphi \geq 70\%$.

Температуру воздуха в тоннелях для холодного периода года следует принимать примерно на 2° С ниже температуры воздуха станции, что составит в соответствии с приложением 5 и с учетом данных приложения 3 для Москвы $t_b = 9 + 3 - 2 = 10^\circ \text{С}$, для Ленинграда $t_b = 11 + 2 - 2 = 11^\circ \text{С}$, а для Киева $t_b = 13^\circ \text{С}$. Температуру воздуха на внутренней поверхности ограждения τ_b следует принимать на 1,5° С выше точки росы при заданных параметрах тоннельного воздуха: для Москвы $\tau_b = 6,3^\circ \text{С}$, для Ленинграда $\tau_b = 7,1$, а для Киева $\tau_b = 8,8^\circ \text{С}$.

На основании изложенного для указанных городов значение $K_{тр}$, определенное по формуле (100.VIII), должно быть не менее величин, приведенных ниже:

Город	t_n	t_b	τ_b	$K_{тр}$
Москва	26	10	6,3	0,77
Ленинград	24	11	7,1	0,84
Киев	20	13	8,8	0,96

При недостаточной грунтовой толще над перекрытием тоннелей в качестве теплоизоляции может приниматься пенобетон плотностью $\gamma = 600 \text{ кг/м}^3$ и $\lambda = 0,18 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{°С}$.

Таблица 17.VII I

Номер слоев перекрытия до внутренней поверхности	Материал слоя	Принятая толщина слоя, м	Принятый коэффициент теплопроводности слоя, ккал/м·ч·°С
1	Асфальт	0—0,1	0,90
2	Грунт	0—1,0	1,0
3	Защитный слой — цементно-песчаный раствор	0,05	0,80
4	Гидроизоляция в 3 слоя — гидроизол на битуме	0,006	0,15
5	Выравнивающий слой — цементно-песчаный раствор	0,05	0,80
6	Теплоизоляция — пенобетон $\gamma = 600 \text{ кг/м}^3$	0—0,14	0,18
7	Выравнивающий слой — цементно-песчаный раствор	0,05	0,80
8	Гидроизоляция в 2 слоя — гидроизол на битуме	0,004	0,15
9	Несущая конструкция перекрытия (между балками) — железобетон $\gamma = 2500 \text{ кг/м}^3$	0,1	1,75

Слои над перекрытием тоннелей могут быть расположены в порядке, приведенном в табл. 17.VIII.

Коэффициенты теплопередачи конструкции перекрытия $K_{\text{пер}}$ с расположением слоев согласно табл. 17.VIII в зависимости от толщины грунта и теплоизоляции приведены в табл. 18.VIII. В числителе указаны $K_{\text{пер}}$ при асфальтовом покрытии, а в знаменателе — при его отсутствии. В каждом конкретном случае должна быть удовлетворена зависимость

$$K_{\text{пер}} \leq K_{\text{тр.}}$$

Таблица 18.VIII

Толщина слоя изоляции, м	$K_{\text{пер}}$ при толщине слоя грунта, м					
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
0	1,65	1,24	0,99	0,83	0,71	0,62
		1,44	1,11	0,91	0,77	0,67
0,08	0,96	0,80	0,69	0,61	0,54	
		0,88	0,75	0,66	0,58	
0,10	0,86	0,74	0,65	0,58		
		0,81	0,70	0,62		
0,12	0,79	0,68	0,60			
		0,74	0,65			
0,14	0,72	0,63	0,56			
		0,68	0,60			

Данные табл. 18.VIII подсчитаны по формуле (44.VI) стационарного режима

$$K_{\text{пер}} = \frac{1}{\alpha_{\text{вн}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta}{\lambda} + \alpha_{\text{нар}}}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C},$$

где $\alpha_{\text{нар}}$ — коэффициент теплоотдачи наружной поверхностью грунта или асфальта ($d_{\text{нар}} = 20$), ккал/м²·ч·°C; δ — толщина слоя, м.

При устройстве теплоизоляции над перекрытием необходимо также прикрывать стены на высоту 0,5 м от верха перекрытия.

Глава IX Вентиляция и вентиляционное оборудование вспомогательных сооружений и помещений метрополитенов

§ 1. Общие вопросы устройства и оборудования местных систем вентиляции

Как указывалось в § 2 главы I, все сооружения и помещения метрополитена, находящиеся за пределами тоннелей и сооружений, по которым непосредственно происходит движение поездов и пассажиров, называются вспомогательными, а их системы вентиляции — местными. Местные системы вентиляции объединяются между собой по технологическим признакам так, чтобы в случае остановки вентилятора было бы исключено перетекание воздуха через систему воздуховодов из помещений, имеющих газовые или аэрозольные вредности. Так, системы вентиляции санитарных узлов, фекальных перекачек, душевых, кладовых, медпунктов должны быть отделены от систем вентиляции остальных служебных и производственных помещений, а приточные и вытяжные системы вентиляции аккумуляторных и кислотных помещений должны быть самостоятельными и не должны быть связаны с другими системами.

Учитывая малое отличие газового и аэрозольного состава тоннельного и наружного воздуха (вследствие большого воздухообмена основной тоннельной вентиляции, определяемого, как правило, по теплоизбыткам), а также конструктивную сложность забора воздуха местными системами вентиляции непосредственно с поверхности, воздух следует забирать, как правило, из тоннелей метрополитена. При этом до подачи в помещения воздух необходимо предварительно очищать от пыли в фильтрах (масляных и др.), а в случае необходимости охлаждать и подогревать. Воздух, удаляемый из помещений (за исключением помещений аккумуляторных аварийного освещения и станционных санитарных узлов, фекальных перекачек и душевых), следует выпускать в тоннели метрополитена, противоположные тем, из которых воздух забирается приточными системами вентиляции, или в те же тоннели, но после заборных (приточных) устройств по ходу движения поезда. Вытяжные системы аккумуляторных для аварийного

освещения, санитарных узлов, фекальных перекачек и душевых необходимо выводить на поверхность. Из аккумуляторной СЦБ метрополитена (обычно щелочной), располагаемой отдельно от аккумуляторной освещения, учитывая ее незначительную мощность, можно выпускать вытяжной воздух в путевые тоннели за пределами станций и заборных приточных устройств по ходу движения поезда в тоннеле.

Вентиляторы местных систем вентиляции рекомендуется устанавливать в специально предназначенных для этих целей помещениях (камерах). Вентиляционные камеры не следует располагать в непосредственной близости от помещений, в которых требуется сниженный уровень шума (диспетчерские, дикторские радиоузлов, комнаты отдыха, кабинеты и др.). Местные системы вентиляции, обслуживающие помещения с длительным пребыванием людей, должны быть оборудованы шумопоглощающими устройствами.

Воздуховоды местных систем вентиляции рекомендуется делать из асбоцементной фанеры, а фасонные части к ним в вентиляционных камерах свариваются из стали толщиной 1—1,5 мм. В местах, трудных для расположения асбоцементных воздуховодов, допускается применение прямоугольных и круглых воздуховодов, которые свариваются из стали толщиной 1—1,5 мм.

§ 2. Оборудование местных систем вентиляции

Местные системы вентиляции метрополитенов снабжаются оборудованием для очистки воздуха от пыли, охлаждения и подогрева его, а также для автоматического перекрытия систем, их дросселирования и герметизации.

Для очистки воздуха, подаваемого местными системами вентиляции во вспомогательные помещения метрополитена, от пыли применяются **масляные фильтры**. При производительности приточной системы вентиляции до 8000 м³/ч рекомендуется применять масляные ячеюковые сетчатые фильтры типа ФяР конструкции НИИсантехники, состоящие из 12 металлических гофрированных сеток. Характеристика моделей фильтров М6_{1,2} + 6_{0,63} и М5_{2,5} + 4_{1,2} + 3_{0,63} (рис. 1.IX) приведена в табл. 1.IX. Цифры 6, 5, 4, 3 в условном обозначении моделей означают число сеток с размерами ячеек, указанными в индексах (цифры 1, 2; 0,63; 2,5), при диаметре ниток 0,35 мм.

В зависимости от производительности системы на ней может быть установлено от одной до четырех ячеек фильтров. Ячейки фильтров устанавливаются в стене вентиляционной камеры или непосредственно в камере в специальном корпусе на одну и две ячейки (рис. 2.IX и 3.IX). На рис. 2.IX и 3.IX размеры в скобках

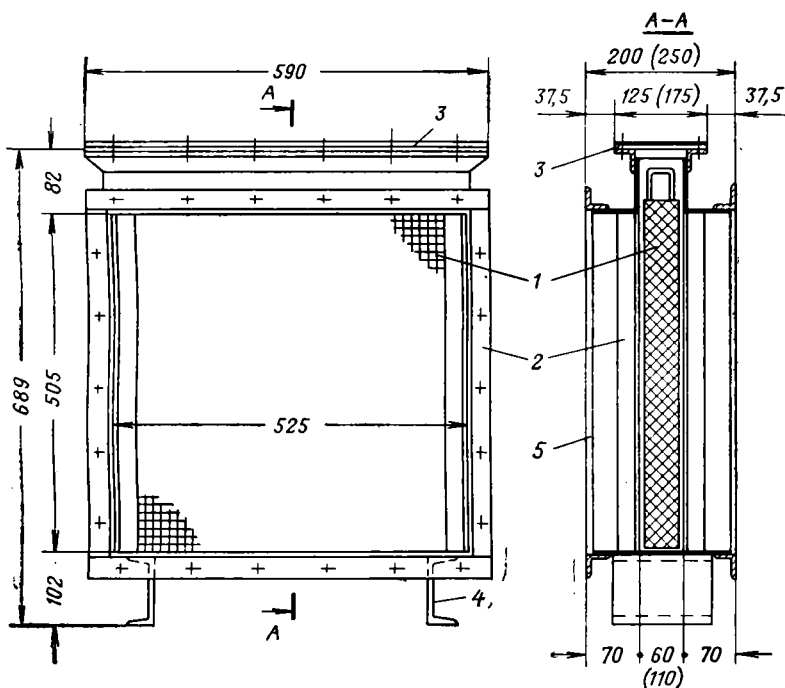
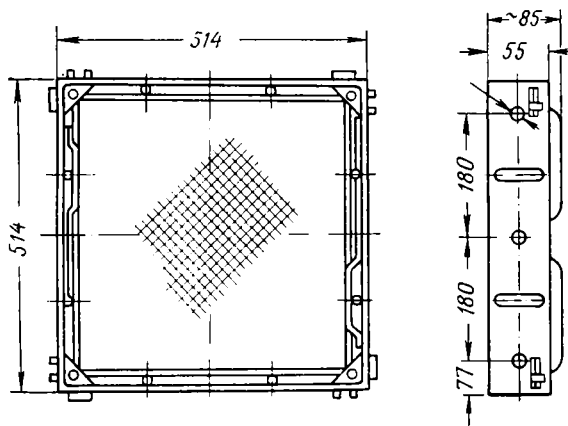


Рис. 1. IX. Масляный ячейковый сетчатый фильтр конструкции НИИсантехники типа ФяР условной модели М

Рис. 2. IX. Корпус на один масляный сетчатый ячейковый фильтр типа ФяР условной модели М:

1 — ячейка фильтра; 2 — корпус; 3 — съемная крышка; 4 — подставка; 5 — фланцы для присоединения к воздухопроводам (размеры в скобках даны для ячейки фильтра толщиной до 100 мм)

Модель фильтра ФЯР	Допускаемое начальное пылесодержание, мг/м ³	Число сеток в ячейке	Площадь рабочего сечения, м ²	Расход масла на разовое промасливание одной ячейки, г
M6 _{1,2} + 60,63	5—10	12	0,22	120—200
M5 _{2,5} + 4 _{1,2} + 30,63	5—10	12	0,22	120—200

даны в случае применения фильтров с большим числом сеток, чем в фильтрах модели М. Корпус сетчатого фильтра диффузором присоединяется к воздуховодам системы вентиляции. При указанной в табл. 1. IX пылеемкости фильтра допускается повышение его аэродинамического сопротивления в 1,5 раза против начального.

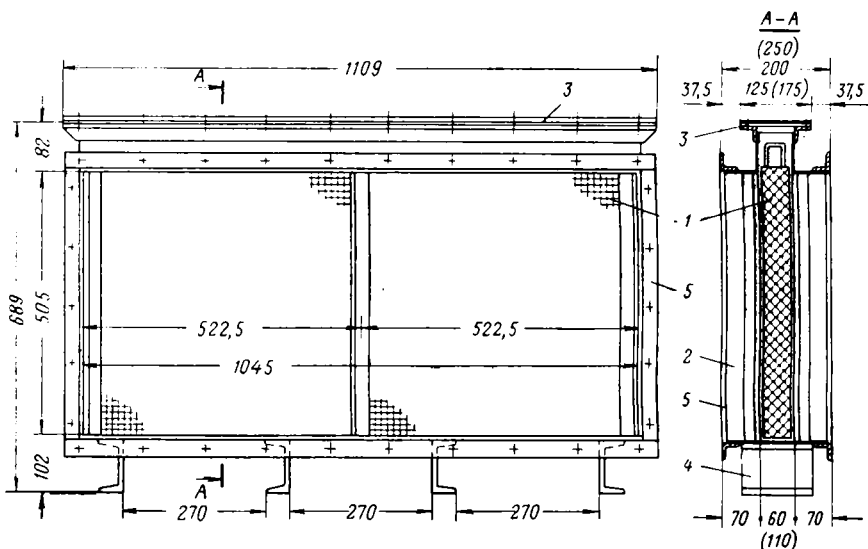


Рис. 3. IX. Корпус на два масляных сетчатых ячейковых фильтра типа ФЯР модели М:

1 — ячейки фильтра; 2 — корпус; 3 — съемная крышка; 4 — подставка; 5 — фланцы для присоединения к воздуховодам (размеры в скобках даны для ячейки фильтра толщиной до 100 мм)

Очистка (регенерация) ячеек фильтров от пыли производится промывкой их горячим 5-процентным содовым раствором, имеющим температуру $t = 60^{\circ} \text{C}$, а затем горячей чистой водой при той же температуре. Для нескольких фильтровых установок следует предусматривать помещение, в котором необходимо разме-

Таблица 1. IX

Начальное сопротивление ячейки (кгс/м ²) при производительности по воздуху, м ³ /ч			Эффективность очистки при средней запыленности, %	Пылеемкость (г/м ³) при увеличении сопротивления до 4—8 кгс/м ²	Размеры ячейки фильтра, мм	Масса ячейки с рамкой, кг
1000	1500	2000				
3	5,5	8,5	до 80	1500	514×514×50	7,9
2,2	4	6	до 80	1500	514×514×50	7,9

стить три ванны (одна ванна для разведения содового раствора, вторая для горячей воды и третья для промасливания фильтров). К ваннам для содового раствора и горячей воды необходимо подвести горячую воду. Ванны должны иметь отвод грязного содового раствора, воды и масла.

При производительности приточных систем вентиляции более 8000 м³/ч следует применять масляные самоочищающиеся фильтры с подвижным сетчатым полотном, непрерывно очищающимся от пыли в масляной ванне фильтра.

Отечественная промышленность выпускает масляные самоочищающиеся фильтры различной производительности от 10 000 до 240 000 м³/ч очищаемого воздуха. Широкое применение в местных системах вентиляции метрополитенов нашли фильтры производительностью 10 000, 20 000 и 40 000 м³/ч. Фильтры оборудованы электроприводами для вращения полотна сетки, через которую проходит очищаемый воздух, и выжимания из масляной ванны пылевого шлама, образующегося от непрерывного промывания полотна сетки. Характеристика фильтров приведена в специальной литературе и каталогах заводов-изготовителей.

К установке самоочищающихся масляных фильтров необходимо подводить горячую воду при температуре 60° С для периодической полной их промывки содовым раствором. Фильтр следует устанавливать так, чтобы его бак для масла располагался выше уровня пола с целью обеспечения возможности выпуска из ванны масла. При фильтрах рекомендуется установить масляный насос для периодического закачивания из бочек чистого масла и выкачивания отработанного.

Для ячейковых и самоочищающихся фильтров могут быть рекомендованы следующие масла: висциновое, ГОСТ 7611—55 (низшая температура эксплуатации масла $t_{зк} = -20^{\circ} \text{С}$), промышленное, ГОСТ 1707—51 ($t_{зк} = -30^{\circ} \text{С}$), приборное (МВП), ГОСТ 1805—51 ($t_{зк} = -60^{\circ} \text{С}$), трансформаторное, ГОСТ 982—68 ($t_{зк} = -45^{\circ} \text{С}$), конденсаторное, ГОСТ 5775—68 ($t_{зк} = -45^{\circ} \text{С}$), масло МК-8, ГОСТ 6457—66 ($t_{зк} = -55^{\circ} \text{С}$).

В настоящее время начинают широко применять различные конструкции безмасляных волокнистых (рулонных) и электроста-

тических фильтров, обеспечивающих высокую степень очистки тонкодисперсной пыли и имеющих ряд преимуществ перед масляными фильтрами. Данные о их конструкции и эффективности приведены в специальной литературе.

Воздухоохладители. В местных системах вентиляции с охлаждением воздуха при наличии в качестве хладагента артезианской воды, имеющей температуру 8—14° С, как правило, применяются сухие (поверхностные) воздухоохладители различной конструкции. Ввиду ограниченности площади в подземных сооружениях следует применять наиболее компактное оборудование. Этому требованию отвечают эффективные сухие воздухоохладители (конструкции завода «Электросила» им. С. М. Кирова) с высоким коэффициентом теплопередачи. В них в качестве поверхности охлаждения используются латунные трубки (диаметром 17—19 мм), оребренные медной луженой проволокой, для увеличения омываемой воздухом поверхности теплообмена, составляющей 0,616 м² на 1 м трубки. Поверхность теплообмена, омываемая водой, составляет 0,0535 м² на 1 м трубки. На основе этих трубок Метрогипротрасом совместно с НИИсантехники разработаны две модели 6-рядных воздухоохладителей (рис. 4. IX) с поверхностью охлаждения 58 м² (модель Б) и 26 м² (модель М).

Такие воздухоохладители в зависимости от необходимой площади теплообмена могут иметь до шести рядов трубок. Характеристика воздухоохладителей приведена в табл. 2. IX.

Таблица 2. IX

Модель воздухоохладителя	Размеры воздухоохладителя по набегающему потоку воздуха, мм	Площадь по набегающему потоку воздуха, м ²	Поверхность теплообмена (м ²) при числе рядов трубок						Число трубок в одном ряду
			1	2	3	4	5	6	
Б	1120×734	0,82	9,67	19,3	29	38,6	48,3	58	14
М	502×734	0,37	4,34	8,7	13	17,3	21,7	26	14

При числе трубок в 6-рядном воздухоохладителе, равном 84, число параллельно работающих в четыре хода трубок в среднем равно 21. С уменьшением числа рядов трубок уменьшается и число параллельно работающих трубок.

Воздухоохладители могут устанавливаться по одному и несколько штук. По воздуху их рекомендуется устанавливать параллельно, а по воде — до 3—4 шт. последовательно. Они проверялись при охлаждении воздуха на 7—15° С. Начальная температура воздуха достигала 45° С. Охлаждающая вода, имевшая начальную температуру в пределах 4—16° С, нагревалась 1,5—5° С. Давление воды в воздухоохладителях допускается до 6 кгс/см².

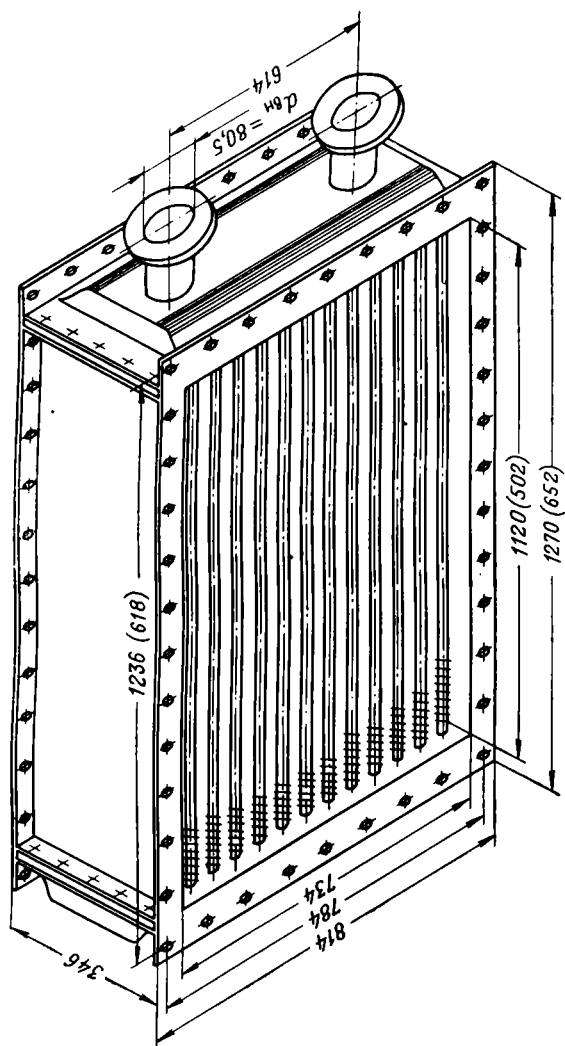


Рис. 4.1X. Воздухоохладитель с медными трубками завода «Электросила» (в скобках даны размеры для модели М)

График зависимости коэффициента теплопередачи K_c для этих воздухоохладителей в условиях сухого теплообмена (при отсутствии конденсации влаги из воздуха) по данным испытаний завода «Электросила» при нулевых поверхностях трубок от скорости набегающего потока воздуха v_0 , его расхода L и скорости движения воды в трубках $v_{ж}$ показан на рис. 5.IX. На графике все зна-

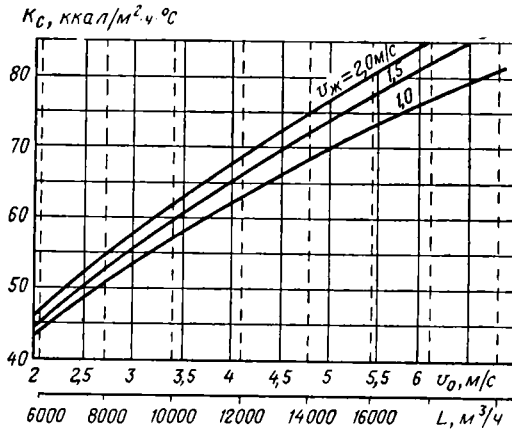


Рис. 5.IX. График изменения коэффициента теплопередачи K_c (для сухого теплообмена) в воздухоохладителях модели Б с медными трубками завода «Электросила» в зависимости от скорости набегающего потока воздуха v_0 , расхода этого потока воздуха L и скорости движения воды в трубках $v_{ж}$

чения даны для воздухоохладителей моделей Б и М, а количество проходящего воздуха — для модели Б. Для определения количества воздуха для модели М следует количество воздуха по графику умножить на коэффициент 0,45.

Процесс теплообмена в воздухоохладителях в практических условиях происходит, как правило, при конденсации влаги из воздуха. В связи с этим вследствие происходящего массообмена увеличивается коэффициент теплообмена, учитываемый условным коэффициентом влаговывадения ξ , определяемым по формуле

$$\xi = \frac{I_n - I_p}{c_b (t_n - t_p)}, \quad (1.IX)$$

где I_n и I_p — соответственно начальное и расчетное конечное теплосодержание обрабатываемого воздуха, ккал/кг; t_n и t_p — соответственно начальная и расчетная конечная температура обрабатываемого воздуха, °C; $c_b = 0,24$ — удельная весовая теплоемкость воздуха, ккал/кг·°C.

Действительный коэффициент теплопередачи воздухоохлади-теля определяется по формуле

$$K = 0,9\xi K_c, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}, \quad (2.IX)$$

где 0,9 — коэффициент, учитывающий снижение значения K_c на 10% (см. рис. 5.IX) вследствие оребрения латунных трубок воздухоохладителей медной луженой проволокой.

Необходимая поверхность охлаждения воздухоохладителя определяется по формуле

$$F = \frac{1.1Q}{K \Delta t_{cp}}, \text{ м}^2, \quad (3.IX)$$

где Q — количество тепла, передаваемое в теплообменнике (воздухоохладителе), ккал/ч.

В условиях небольшой разницы между температурами греющей (охлаждаемой) и нагреваемой (охлаждающей) сред, имеющей место в воздухоохладителях, допустимо для упрощения практических расчетов применять среднеарифметическую разницу температур Δt_{cp} , определяемую по формуле

$$\Delta t_{cp} = \frac{t'_n + t'_k}{2} - \frac{t''_n + t''_k}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (4.IX)$$

где t'_n и t'_k — соответственно начальная и конечная температура охлаждаемой (греющей) среды, $^\circ\text{C}$; t''_n и t''_k — соответственно начальная и конечная температура охлаждающей (нагреваемой) среды, $^\circ\text{C}$.

Среднеарифметическая разница температур по сравнению со среднелогарифмической в данных условиях дает завышение примерно на 3—7%. Для компенсации этого завышения в формулу (3.IX) введен коэффициент 1,1.

Необходимый расход воды определяется по формуле

$$G_{ж} = \frac{Q}{1000c_{ж} \Delta t_{ж}}, \text{ т/ч}, \quad (5.IX)$$

где $c_{ж} = 1$ — удельная теплоемкость воды, ккал/кг, $^\circ\text{C}$; $\Delta t_{ж}$ — разница температур (начальной и конечной) воды в теплообменнике, $^\circ\text{C}$.

На рис. 6.IX показан график зависимости аэродинамического сопротивления ΔH (кгс/м²) от скорости набегающего воздушного потока v_0 и числа рядов трубок n в воздухоохладителях моделей Б и М.

Сопротивление движению воды в воздухоохладителе при скорости движения 1, 1,5 и 2 м/с равно соответственно 600, 1350 и 2400 кгс/см². График зависимости расхода воды $G_{ж}$, проходящей через воздухоохладитель (модели Б и М), от ее скорости движения $v_{ж}$ в трубках и числа их рядов n трубок показан на рис. 7.IX.

Несмотря на то, что относительная влажность воздуха, выходящего из воздухоохладителя, будет ниже 100% (в примере, показанном на рис. 13.VI, она составляет 87%), в пограничном слое, непосредственно соприкасающемся с холодной поверхностью трубок.

будет происходить выпадение конденсата в виде капель (брызг), поступающих в воздушное пространство после охладителя. Для предохранения от увлажнения оборудования, стоящего после охладителя, и недопущения вторичного испарения капель непосредственно за охладителем следует устанавливать сепараторы

(каплеотделители), которые задерживают взвешенные в воздухе капли воды.

Сепараторы изготавливаются из оцинкованной или обычной стали с антикоррозийным покрытием. Своим фланцем сепаратор присоединяется к фланцу воздухоохладителя. Конструкция сепараторов для воздухоохладителей моделей Б и М показана на рис. 8.IX.

Аэродинамическое сопротивление сепаратора определяется по формуле (12.VII), а значения коэффициента местного сопротивления приведены в табл. 3.IX.

Под воздухоохладителем и сепаратором следует располагать поддон, в котором собирается поступающий от них конденсат. Из поддона конденсат должен отводиться через водоотводную трубку в систему дренажа сооружения.

Пример. Требуется охладить в воздухоохладителе с трубками, выпускаемыми заводом

«Электросила», 20 000 кг/ч воздуха до температуры $t_p = 16 \div 17^\circ \text{C}$. Начальные параметры воздуха $t_n = 26^\circ \text{C}$, $\varphi_n = 60\%$, $I_n = 14,1$ ккал/кг и $d_n = 12,8$ г/кг. Начальная температура охлаждающей воды $t'_n = 8^\circ \text{C}$. Определить количество и модель воздухоохладителей, необходимое число рядов трубок

$\Delta H, \text{кгс/м}^2$

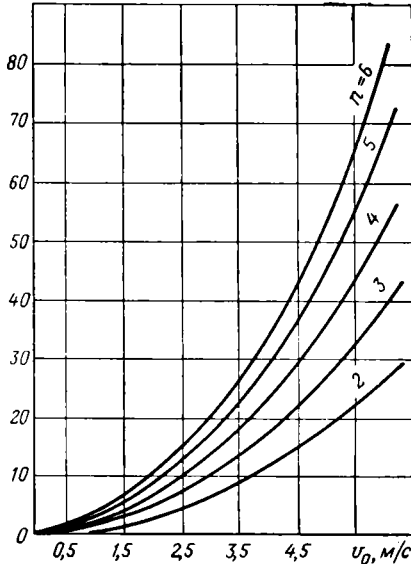


Рис. 8.IX. График изменения аэродинамического сопротивления ΔH воздухоохладителей (моделей М и Б с медными трубками завода «Электросила») в зависимости от скорости набегающего потока воздуха v_0 и числа рядов трубок n

Таблица 3.IX

Модель воздухоохладителя	Площадь сечения сепаратора, м^2	Коэффициент местного сопротивления
Б	0,74	14,1
М	0,32	14,1

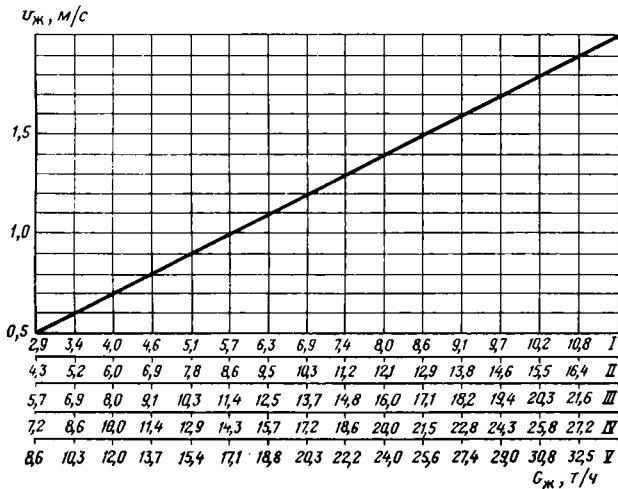


Рис. 7.IX. График изменения расхода воды G_w в воздухоохладителях модели Б с медными трубками завода «Электросила» в зависимости от скорости движения воды в трубках v_w и числа их рядов n : I, II, III, IV, V — расход воды при числе рядов трубок, равном 2, 3, 4, 5, 6 соответственно

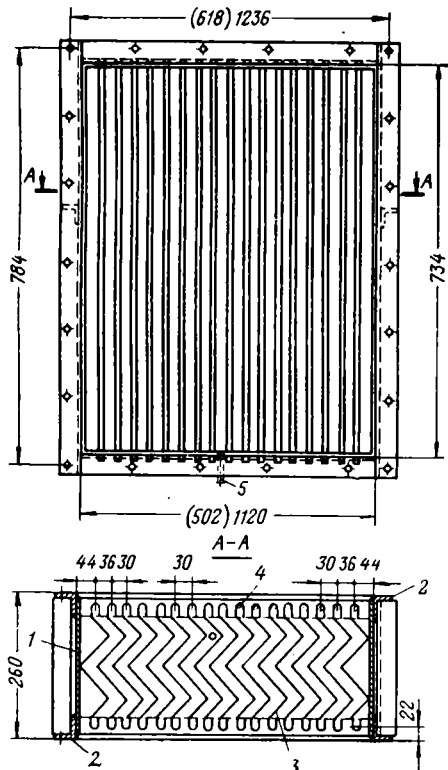


Рис. 8.IX. Сепаратор-каплеотделитель для воздухоохладителей моделей М и Б с трубками завода «Электросила» при их горизонтальном расположении:

1 — корпус сепаратора; 2 — фланец; 3 — перо $\delta = 0,7$ мм; 4 — стержни диаметром 4 мм; 5 — трубка $d_{\text{нн}} = 10$ мм для спуска конденсата (в скобках даны размеры для модели М)

в воздухоохладителе, количество охлаждающей воды, параметры охлажденного воздуха и аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя и сепаратора.

1. Принимаем последовательную установку воздухоохладителей по воде и полный перепад температуры воды во всех воздухоохладителях $\Delta t_{\text{ж}} = t''_{\text{к}} - t''_{\text{н}} = 5^{\circ}\text{C}$. Тогда конечная температура воды в последнем воздухоохладителе $t''_{\text{к}} = 8 + 5 = 13^{\circ}\text{C}$, а средняя температура воды во всех воздухоохладителях

$$t''_{\text{ср}} = \frac{8 + 13}{2} = 10,5^{\circ}\text{C}.$$

2. Разницу между средней температурой наружной поверхности латунных трубок воздухоохладителей и средней температурой воды в них принимаем равной $2,5^{\circ}\text{C}$, тогда средняя температура поверхности латунных трубок воздухоохладителей

$$t_{\text{кз}} = 10,5 + 2,5 = 13^{\circ}\text{C}.$$

3. Луч данного процесса HK_3 охлаждения воздуха на диаграмме $I-d$ показан на рис. 13.VI.

4. Расчетные параметры охлажденного воздуха, вышедшего из воздухоохладителей, находим на луче HK_3 (см. рис. 13.VI): $t'_2 = t_{\text{рз}} = 16,8^{\circ}\text{C}$; $I'_2 = I_{\text{рз}} = 10,3$ ккал/кг; $\varphi'_2 = \varphi_{\text{рз}} = 87\%$.

5. Определяем количество тепла, отведенного от воздуха в воздухоохладителях,

$$Q = 20\,000 (14,1 - 10,3) = 76\,000 \text{ ккал/ч}.$$

6. Определяем коэффициент влаговываждения

$$\xi = \frac{14,1 - 10,3}{0,24 (26 - 16,8)} = 1,72.$$

7. Определяем среднеарифметическую разницу температур в воздухоохладителях

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{26 + 16,8}{2} - \frac{8 + 13}{2} = 10,9^{\circ}\text{C}.$$

8. Приняв два воздухоохладителя модели Б, работающих параллельно по воздуху, при предварительной скорости движения воды в трубках, равной 1 м/с, определяем расход воздуха, проходящего через один воздухоохладитель,

$$L = \frac{20\,000}{2 \cdot 1,2} = 8350 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где 1,2 — удельный вес воздуха, кгс/м³.

По графику (см. рис. 5.IX) находим коэффициент теплопередачи $k_c = 52$ ккал/м²·ч·°C.

9. Действительный коэффициент теплопередачи воздухоохладителя

$$K = 0,90 \cdot 1,72 \cdot 52 = 80,5 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C}.$$

10. Определяем необходимую поверхность охлаждения одного воздухоохладителя

$$F = \frac{1,1 \cdot 76\,000}{2 \cdot 80,5 \cdot 10,9} = 47,6 \text{ м}^2.$$

По табл. 2.IX находим, что эта площадь соответствует 5-рядному воздухоохладителю.

11. Определяем необходимое количество воды для двух воздухоохладителей

$$G_{\text{ж}} = \frac{76\,000}{1000 \cdot 1,5} = 15,2 \text{ т/ч},$$

По графику (см. рис. 7.IX) находим, что необходимая скорость движения воды в трубках равна 1,1 м/с, т. е. близка к предельно принятой (1 м/с).

12. Определяем суммарное гидравлическое сопротивление двух воздухоохладителей (без учета сопротивления сети между ними)

$$\Delta H_{\text{г}} = 1350 \cdot 2 = 2700 \text{ кгс/м}^2.$$

13. По графику (см. рис. 5.IX) находим, что скорость набегающего потока воздуха в воздухоохладителе при заданном его расходе, равном 8350 м³/ч, составляет 2,75 м/с.

14. По графику (см. рис. 6.IX) находим, что аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя при скорости набегающего потока 2,75 м/с составляет 15 кгс/м².

15. По табл. 3.IX определяем скорость воздуха, проходящего через сепаратор воздухоохладителя

$$v = \frac{8350}{3600 \cdot 0,74} = 3,13 \text{ м/с}.$$

16. Используя данные табл. 3.IX, по формуле (12.VII) определяем аэродинамическое сопротивление сепаратора

$$\Delta H = 14,1 \frac{3,13^2 \cdot 1,2}{2 \cdot 9,81} = 8,45 \text{ кгс/м}^2.$$

17. Определяем суммарное аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя и его сепаратора

$$\sum_{i=1}^n \Delta H = 15 + 8,45 = 23,45 \text{ кгс/м}^2.$$

Кондиционеры. При отсутствии артезианской воды, применяемой в качестве хладоагента, а также в условиях, когда расчетная температура воздуха на станциях $t_{\text{ст}} > 24^\circ \text{C}$ (см. приложение 5), в отдельных помещениях с значительными тепловыделениями целесообразно использовать вместо воздухоохладителей кондиционеры, имеющие самостоятельные источники хладообразования — фреоновые холодильные машины. Такие установки назы-

ваются автономными кондиционерами. Их целесообразно применять для поддержания необходимых температурных режимов в помещениях метрополитена, в которых размещается обслуживающий персонал и тепловыделяющее оборудование. К таким помещениям относятся ДСП, дикторская, директорская телевидения, релейная, радиоузел и др. Опыт эксплуатации отечественных метрополитенов в различных климатических условиях показал, что при поддержании в этих помещениях температуры воздуха в пределах 20—23° С относительная влажность воздуха в них не превышает 70%. Поэтому от автономных кондиционеров требуется только автоматическое поддержание заданной температуры воздуха.

Автономный кондиционер представляет собой комплексный агрегат, состоящий из фреоновой холодильной машины, вентилятора, противопыльного фильтра, глушителя шума, калориферов, электрического и другого оборудования, размещаемого в одном шкафу.

Все автономные кондиционеры, выпускаемые отечественной промышленностью (см. приложение 10), могут размещаться как в самом помещении, в котором требуется охлаждение, так и вне его (за исключением «Азербайджан-4М» и «Азербайджан-5»), которые должны располагаться в охлаждаемом помещении и иметь отдельно воздушное охлаждение конденсатора холодильной машины. При расположении кондиционеров вне помещения они должны соединяться с ним воздуховодом. Кондиционеры КВ1-17, КВ1-24, КС-25, КС-35, КС-50, «Азербайджан-4М» и «Азербайджан-4» работают на смеси приточного и рециркуляционного (из помещения) воздуха. В некоторых случаях в отдельных помещениях необходимо предусматривать осушение воздуха. Для этого могут быть использованы механические осушители воздуха (на базе фреоновой холодильной машины), краткая характеристика которых приведена в приложении 10.

Калориферы. В местных системах вентиляции, требующих подогрева воздуха, применяются водяные, паровые и электрические калориферы. Электрические калориферы применяются в помещениях подземных электротехнических установок (понижительных и тягово-понижительных подстанций) и в других помещениях, в которых отсутствуют водяные или паровые источники тепла. Во всех остальных случаях применяются водяные или паровые калориферы [26]. В настоящее время промышленностью выпускаются электрические калориферы типа СФО мощностью 4,8; 9,6; 15,0; 22,5; 45; 67,5; 90,0; 157,5 и 247,5 кВт. В качестве нагревательных элементов в этих калориферах применены трубчатые электронагреватели (ТЭН). Конструкция электрокалориферов показана на рис. 9.IX, а их характеристика приведена в табл. 4.IX. Недостатком калориферов этого типа является высокая температура поверхности ТЭН, достигающая до +180° С. Такая температура может приводить к появлению запахов, выз-

ванных пригоранием пыли. В настоящее время промышленностью разрабатываются новые электрокалориферы, у которых температура поверхности ТЭН не будет превышать $+90^{\circ}\text{C}$, а присоединительные размеры будут совпадать с размерами типовых секций центральных кондиционеров.

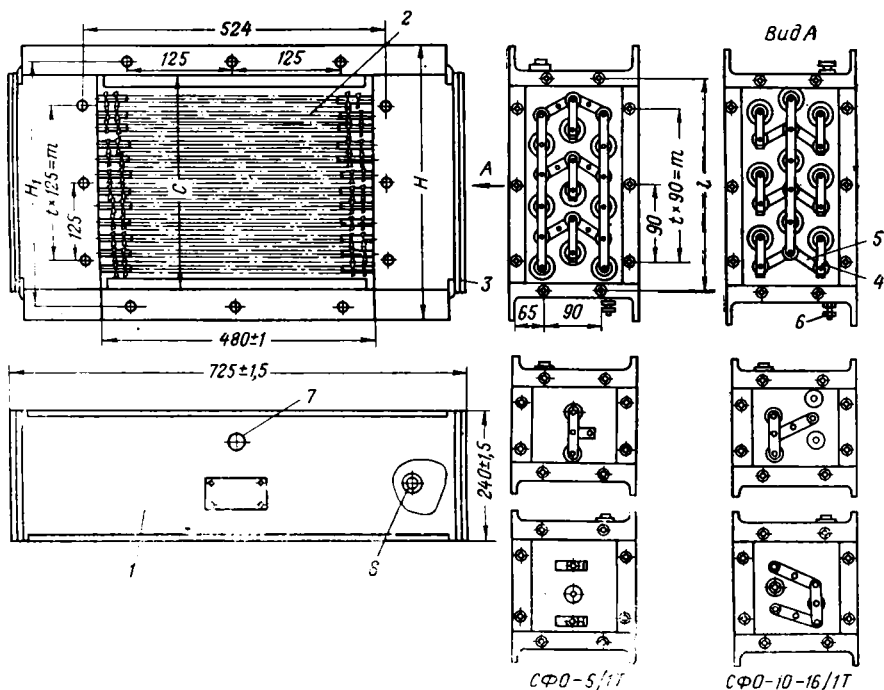


Рис. 9.IX. Электрокалорифер конструкции СФ0:

1 — каркас; 2 — нагреватель; 3 — лист; 4 — шина; 5 — скоба; 6 — болт заземления; 7 — место установки ТР-200; 8 — ввод питающего кабеля

Поплавковые аварийные клапаны. При выводе воздухопроводов от вытяжной вентиляции санитарных узлов и аккумуляторных на поверхность (в особенности при тоннелях глубокого заложения) возможны случаи затопления этого участка поверхности от паводка или периодического переполнения водостоков. Это может привести к проникновению воды через неплотности вытяжных устройств на поверхности в санитарные узлы, аккумуляторные и в тоннели метрополитена. Для предотвращения подобных случаев на вытяжных воздуховодах следует устанавливать аварийные поплавокные клапаны конструкции В. Я. Цодикова и С. А. Андреева (рис. 10.IX), спецификация деталей которых приведена в табл. 5.IX. В зависимости от диаметра воздуховода следует применять клапаны соответствующего диаметра (300 или 400 мм).

Значения параметров для калориферов

Наименование параметров	СФ-5/1Т-МО1	СФ-10/1Т-МО1	СФ-16/1Т-МО1	СФ-25/1Т-МО1	СФ-40/1Т-МО1	СФ-60/1Т-МО1	СФ-100/1Т-МО1	СФ-160/1Т-МО1	СФ-250/1Т-МО1
Количество нагреваемого воздуха, м ³ /ч	800— 2400	800— 2400	1600— 2800	1600— 2800	2400— 4300	3300— 5700	4500— 9000	6600— 12 000	9800— 18 000
Перепад температур соответственно указанному количеству нагреваемого воздуха, °С	18—5	33—12	25—15	40—20	50—30	56—32	51—30	65—38	63—39
Потребляемая мощность, кВт	4,8	9,6	15,0	22,5	45,0	67,5	90,0	157,5	247,5
Аэродинамическое сопротивление калорифера, кгс/м ²	<10	<10	>15	<15	<15	<25	>25	<30	<35
Число электрических секций в калорифере	1	2	2	3	3	3	3	3	3
Мощность отдельных секций в каждом калорифере, кВт	4,8	4,8; 4,8	7,5; 7,5	7,5; 7,5; 7,5	15; 15;	22,5; 22,5; 22,5	30; 30; 30	52,5; 52,5;	82,5; 82,5;
Мощность трубчатого нагревателя, кВт	1,6	1,6	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Число рабочих нагревателей в одном ряду	3	3	3	3	3	3	3	3	3
Общее число рабочих нагревателей	3	6	6	9	18	27	36	63	99
Масса калорифера, кг	14,5	17,5	22	24,5	38,0	53,5	76,0	108,7	168,5
Размеры электрокалорифера, мм:									
<i>H</i>	270	270	270	270	405	540	675	1080	1620
<i>H</i> ₁	235	235	235	235	370	505	640	1045	1585
<i>C</i>	190	190	190	190	325	460	595	1000	1540
<i>l</i>	174	174	174	174	310	444	580	984	1524
<i>m</i>	125	125	125	125	250	375	500	875	1375
<i>m</i> ₁	90	90	90	90	180	270	360	630	945
<i>t</i>	1	1	1	1	2	3	4	7	11
<i>t</i> ₁	1	1	1	1	2	3	5	9	15

Примечание. Максимальная температура поверхности трубочных нагревателей равна 180 °С, а максимальная допустимая рабочая температура воздуха — 100 °С. Напряжение сети — 380 В. Частота тока — 50 Гц. Ток — трехфазный. Напряжение на трубочном нагревателе — 220 В.

Для клапана диаметром 400 мм размер показан в скобках. Минимальные размеры клапана показаны для меньшего радиуса отвода, а максимальные — для большего.

При поступлении в клапан большого количества воды поплавок клапана всплывает и перекрывает входное вентиляционное отверстие в клапан. При незначительном количестве воды (или

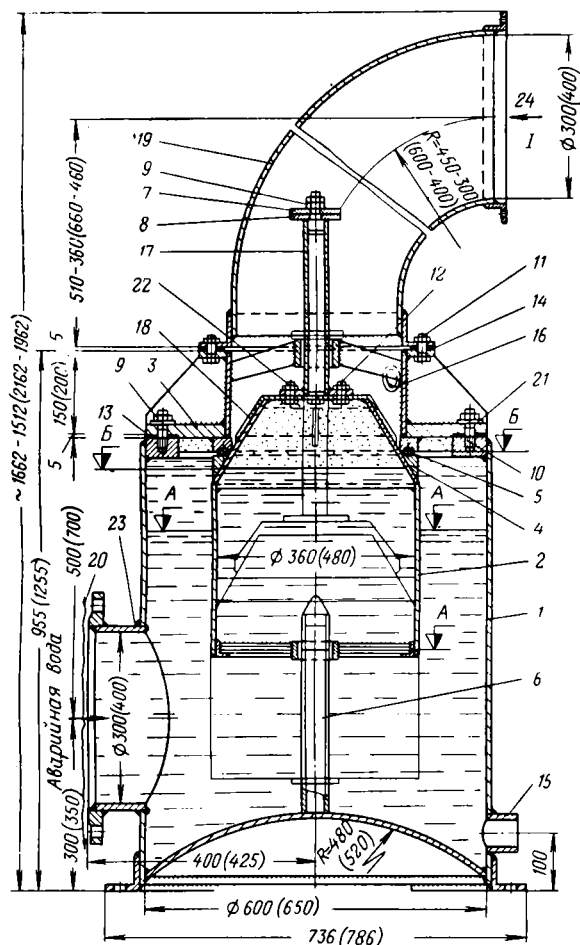


Рис. 10.IX. Аварийный поплавковый клапан ЦА-3 и ЦА-4 для воздуховодов (в скобках даны размеры для ЦА-4):

1 — направление движения воздуха

конденсата), попавшей в клапан, она поступает через спускную трубку в дренажную систему сооружения, не воздействуя на поплавок. На спускной трубке должны быть установлены пробочный кран и гидравлический затвор высотой, в 1,5 раза превышающей

Т а б л и ц а 5.IX

Номер деталей на рис. 10. IX	Наименование деталей	Число	Материал	Масса, кг			
				для клапана диаметром 300 мм ЦА-3		для клапана диаметром 400 мм ЦА-4	
				одной детали	общая	одной детали	общая
1	Резервуар-корпус	1	Ст. 3	150	150	215	215
2	Клапан-поплавок	1	То же	20,5	20,5	42	42
3	Крышка резервуара с седлом	1	»	60	60	77	77
4	Тарелка-клапан (кольцо)	1	»	4,9	4,9	6,5	6,5
5	Кольцо уплотнительное	1	Резина	0,18	0,18	0,53	0,53
6	Шток направляющий нижний	1	Ст. 3	0,85	0,85	1,5	1,5
7	Шайба упорная 90×17, δ=5	1	То же	0,25	0,25	0,44	0,44
8	Шайба буферная 90×25, δ=10	1	Резина	0,08	0,08	0,14	0,14
9	Гайки М16	22	Ст. 3	0,04	2	0,1	2
10	Шпильки М16	20	То же	0,1	2	0,1	2
11	Болты М10×40 с гайками	10	»	0,047	0,176	0,047	0,47
12	Болты М10×35	4	»	0,044	0,176	0,044	0,47
13	Прокладка размером 600×500, δ=5	1	Резина	0,56	0,56	—	—
14	То же, размером 420×340, и 520×440, δ=5	1	То же	0,36	0,36	0,4	0,4
15	Муфта газовая для дренажной трубы 1 ¹ / ₂ "	1	Ст. 3	0,45	0,45	0,45	0,45
16	Муфта газовая для дренажной трубы 1 ¹ / ₄ "	1	То же	0,24	0,24	0,24	0,24
17	Шток направляющий верхний	1	»	1,96	1,96	2,77	2,77
18	Направляющие ребра	4	»	0,2	0,8	0,3	1,2
19	Отвод 90°	1	»	—	—	—	—
20	Сетка металлическая размером 20×20, δ=1,5	1	»	—	—	—	—
21	Шайбы черные М16	20	»	0,015	0,3	0,015	0,3
22	Гайки М10	4	»	0,012	0,0048	0,012	0,048
23	Патрубок диаметром 300 мм и 400 мм с фланцем	1	»	17	17	24	24

аэродинамическое сопротивление системы на участке от клапана до выпуска воздуха на поверхности.

Коэффициент местного сопротивления клапана $\zeta_m = 6,1$. Конструкция клапана допускает гидростатическое давление до 5,5 кгс/см².

Герметические, жалюзийные, дроссельные клапаны и клапаны избыточного давления (КИД). Для герметического отключения отдельных систем или участков воздухопроводов применяются герметические клапаны (конструкции ЦКБА) с электроприводом и руч-

ным приводом диаметром от 200 до 1200 мм. Электропривод позволяет управлять клапанами дистанционно и автоматически. Принципиальные схемы герметических клапанов показаны на рис. 11.IX, а их техническая характеристика приведена в табл. 6.IX. Клапаны обеспечивают герметичность при давлении воздуха

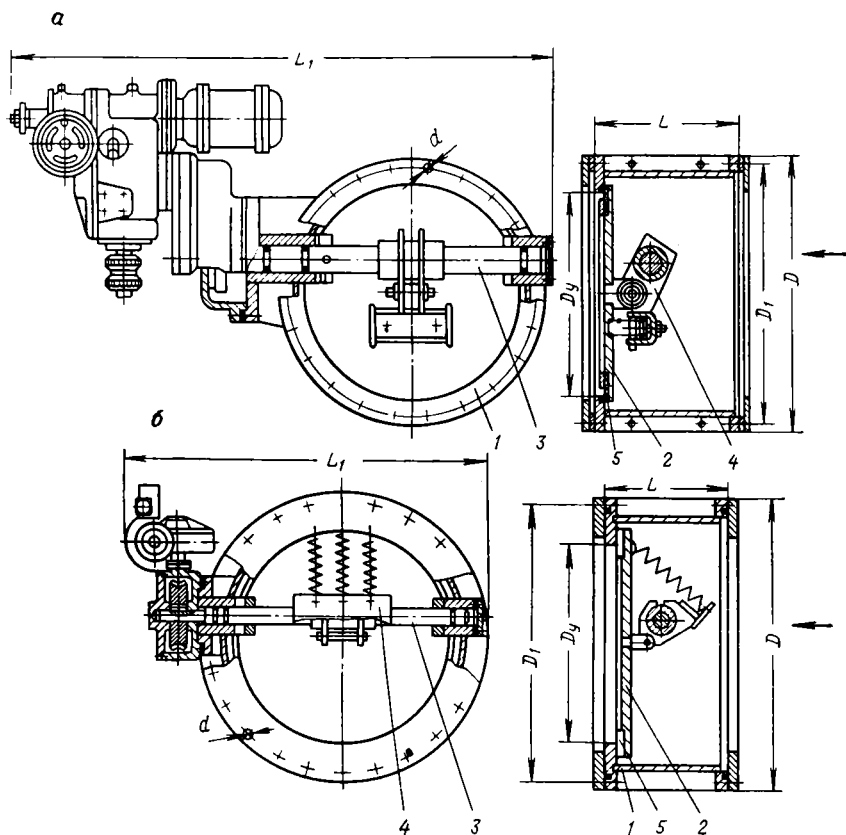


Рис. 11.IX. Клапаны герметические вентиляционные с электроприводом и ручным приводом типа 01009, 01012 (0127); 01010; 01013 (0128); 01011 (0129):

а — общий вид клапана диаметром d_v , равным 200, 300; 400; 600 мм; б — общий вид клапана диаметром d_v , равным 800; 1000; 1200 мм; 1 — корпус; 2 — тарель; 3 — вал; 4 — рычаг; 5 — кольцо уплотнительное

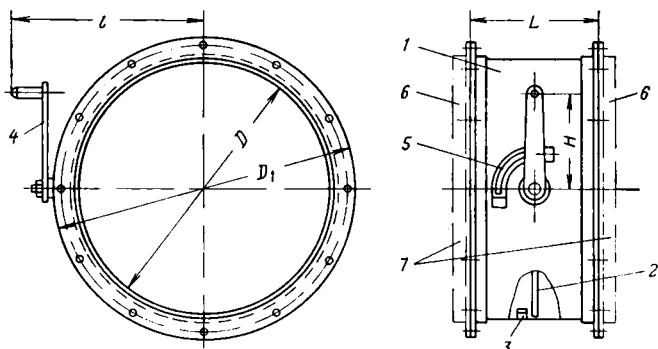
0,05 кгс/см², направленном на отжатие тарели клапана и допускают статическое давление (в зависимости от типа клапана) от 2 до 20 кгс/см², направленное на прижатие тарели. Мощность приводов клапанов допускает их работу при скорости движения воздуха в клапане до 12 м/с.

Таблица 6. IX

Клапан	Условный проход $D_{\text{ш}}$, мм	Масса клапана, кг	Время открывания, с	Допустимое давлени- е, кгс/см ²			Строительная длина L , мм	Общая длина L_1 , мм	Размеры присоеди- няемых фланцев, мм			Коли- чество от- верстий в фланце
				рабочее	аварийное на тарелку	пробное			D	D_1	d	
01012.200. (0127.200)	200	64	15	0,05	2	3	125	762	285	260	14	8
01009.300 (0127.300)	300	118	15	0,05	2	3	200	965	428	403	14	12
01009.400 (0127.400)	400	170	15	0,05	2	3	290	1045	530	505	14	20
01009.600 (0127.600)	600	274	10	0,05	2	3	290	1140	725	700	14	24
01009.800 (0127.800)	800	532	10	0,05	2	3	400	1500	985	950	18	24
01009.1000 (0127.1000)	1000	966	20	0,05	2	3	500	1590	1230	1198	22	32
01009.1200 (0127.1200)	1200	1365	20	0,05	2	3	500	1845	1455	1405	23	32
01013.200 (0128.200)	200	27	—	0,05	2	3	125	490	285	260	14	8
01010.300 (0128.300)	300	82	—	0,05	2	3	200	640	428	403	14	12
01010.600 (0128.600)	600	230	—	0,05	2	3	290	1125	725	700	14	24
01011.300 (0129.300)	300	186	15	0,05	20	30	200	965	458	422	22	16
01011.600 (0129.600)	600	455	10	0,05	20	30	310	1160	810	760	30	24
01011.800 (0129.800)	800	967	10	0,05	20	30	400	1500	1060	995	40	24
01011.1000 (0129.1000)	1000	1890	20	0,05	20	30	500	1700	1310	1240	40	36
01011.1200 (0129.1200)	1200	2480	20	0,05	20	30	500	1880	1530	1450	46	36

Продолжение табл. 6.IX

Клапан	Электропривод	Табличная фигура	Необходимый крутящий момент привода, кгс·м	Пределы регулирования момента привода, кгс·м	Усилие на маховике, кгс	Тип электропривода	Мощность электропривода, кВт	Масса электропривода, кг
01012.200 (0127.200)	Б099.063.ТЭисп.І	Тип А	5	0,5—8	5	АОЛ12-2Ф3	0,27	31,2
01009.300 (0127.300)	Б099.063.ТЭисп.ІІ	Тип А	5	10—65	5	АОЛ12-2Ф3	0,27	54
01009.400 (0127.400)	Б099.063.ТЭисп.ІІ	Тип А	8	10—65	5	АОЛ12-2Ф3	0,27	54
01009.600 (0127.600)	Б099.059. исп. І	87Б015	12	8—15	7,5	АОС31-4Ф2	0,6	65
01009.800 (0127.800)	Б099.059 исп. ІІ	87Б025	20	12—25	13	АОС32-4Ф2	1,0	72
01009.1000 (0127.1000)	Б099.059 исп. ІІ	87Б025	20	12—25	13	АОС32-4Ф2	1,0	72
01009.1200 (0127.1200)	Б099.059 исп. ІІ	87Б025	20	12—25	13	АОС32-4Ф2	1,0	72
01013.200 (0128.200)	Клапан без электропривода	—	—	—	25	—	—	—
01010.300 (0128.300)	То же	—	—	—	25	—	—	—
01010.600 (0128.600)	»	—	—	—	60	—	—	—
01011.300 (0129.300)	Б099.063ТЭ исп. ІІ	Тип А	6	10—65	5	АОЛ12-2Ф3	0,27	54
01011.600 (0129.600)	Б099.059 исп. І	87Б015	12	8—15	7,5	АОС31-4Ф2	0,6	65
01011.800 (0129.800)	Б099.059 исп. ІІ	87Б025	20	12—25	13	АОС32-4Ф2 *	1,0	72
01011.1000 (0129.1000)	Б099.059. исп. ІІ	87Б025	20	12—25	13	АОС32-4Ф2	1,0	72
01011.1200 (0129.1200)	Б099.059 исп. ІІ	87Б025	20	12—25	13	АОС32-4Ф2	1,0	72



Тип клапана	Размеры, мм					Отверстия		Масса, кг	
	D	D ₁	l	L	H	Диаметр, мм	Число	клапана	клапана с парным фланцем
ДК 150	150	210	188	200	105	9	8	4,00	5,36
ДК 200	200	260	213	220	105	9	8	5,35	7,11
ДК 300	300	360	270	260	150	9	12	9,19	11,74
ДК 400	400	468	320	300	150	9	12	15,60	20,60
ДК 500	500	568	376	350	200	9	12	22,63	28,91
ДК 600	600	668	426	350	200	9	12	28,27	35,93
ДК 800	800	886	533	400	250	9	24	54,54	67,14

Рис. 12.IX. Дроссель-клапан:

1 — корпус; 2 — заслонка; 3 — упорное полукольцо с накладкой; 4 — рукоятка; 5 — сектор; 6 — парные фланцы

Температура воздуха, проходящего через клапан, должна находиться в пределах от -30 до $+40^{\circ}\text{C}$. Температура воздуха в помещениях, где устанавливаются клапаны, может находиться в этих же пределах при относительной влажности воздуха до 98%. Время открывания или закрывания герметических клапанов электроприводом составляет 10—20 с.

Регулирование отдельных частей систем вентиляции или их отключение ручным приводом осуществляется дроссельными клапанами круглого и прямоугольного сечения. На рис. 12. IX показана схема дроссельного клапана (конструкции Метрогипротранса) диаметром 400—800 мм.

В случае необходимости пропуск воздуха только в одном направлении при прекращении вентиляции (подземные аккумуляторные) применяются клапаны КИД диаметром 100 и 150 мм. Эти клапаны устанавливаются на дверных полотнах или в перегородках тамбуров между аккумуляторной и коридором. Наиболее часто применяющийся клапан КИД диаметром 150 мм показан на рис. 13.IX. Пунктиром показано открытое положение его под действием потока воздуха. Аэродинамическое сопротивление клапана зависит от расхода пропускаемого через него воздуха и положения груза (см. рис. 13.IX).

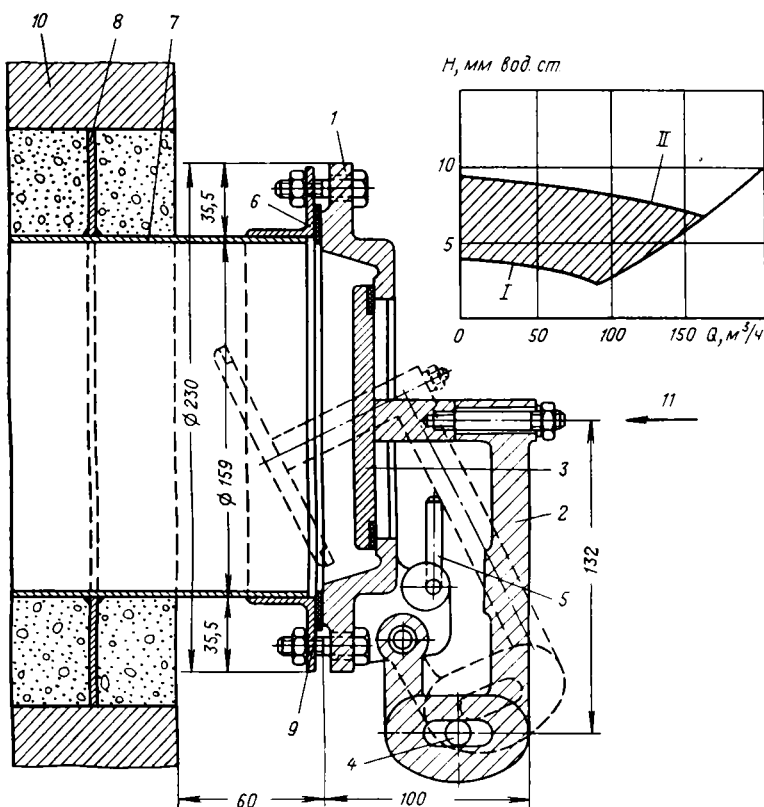


Рис. 13.IX. Клапаны избыточного давления (КИД):

1 — корпус; 2 — рычаг; 3 — тарель; 4 — груз; 5 — эксцентрик; 6 — фланец; 7 — патрубок; 8 — стальной лист; 9 — прокладка; 10 — стена; 11 — направление движения воздуха; I, II — кривые подпора и расхода воздуха

§ 3. Вентиляция тягово-понижительных и понижительных электроподстанций, кабельных коллекторов и аккумуляторных

В зависимости от системы электроснабжения тяговые и понижительные электроподстанции располагаются непосредственно у станций метрополитена глубокого и мелкого заложения или на поверхности. Тягово-понижительные электроподстанции обычно состоят из помещений для трансформаторов, выпрямителей, электrorаспределительных устройств высокого и низкого напряжения, аккумуляторной, кислотной, дистилляторной, генераторной, помещения дежурного по подстанции, вентиляционных камер и кабельных коллекторов. До 1970 г. на тягово-понижительных

подстанциях для тяговых нагрузок применялись трансформаторы с масляным охлаждением (масляные трансформаторы), а для остальных видов нагрузок — сухие трансформаторы. В настоящее время применяются только сухие трансформаторы, что позволило значительно упростить подстанции и систему их вентиляции. Сухие трансформаторы размещаются в одном помещении с кремниевыми выпрямителями тока для тяговых нагрузок.

Вентиляция помещения трансформаторов и кремниевых выпрямителей. При расположении подстанций в тоннелях глубокого заложения и достаточно низкой в теплый период года расчетной температуре воздуха на станциях ($t \leq 25^\circ \text{C}$) для вентиляции помещения трансформаторов и кремниевых выпрямителей следует использовать тоннельный воздух из участка перегона, имеющего наиболее низкую температуру. Воздух очищается от пыли в масляных самоочищающихся сетчатых или сухих рулонных волоконных фильтрах. Таким участком является перегонный тоннель, непосредственно примыкающий к тому торцу станции, в направлении которого поезд уходит со станции.

Воздух, забираемый из тоннеля, после очистки в фильтрах (масляные самоочищающиеся фильтры не должны располагаться над помещением с электрооборудованием) вентиляторами подается в кабельный подвал, откуда он поступает через отверстия в перекрытия под кожухи трансформаторов и выпрямителей, охлаждает их и через боковые и верхние жалюзи трансформаторов, а также сбоку выпрямителей выходит в помещение (рис. 14.IX). Для обеспечения равномерного охлаждения трансформаторов и выпрямителей в отверстиях перекрытий под ними устанавливаются дроссель-клапаны или шиберы, которыми регулируется выпуск соответствующего количества воздуха для каждого агрегата, а также обеспечивается возможность отключения в случае ремонта агрегата. Из верхней зоны помещения трансформаторов и выпрямителей воздух забирается вентиляторами вытяжной системы и выбрасывается или в перегонный тоннель, противоположный тоннелю, из которого забирается приточный воздух, или в тот же тоннель, но после воздухозаборного отверстия для приточной системы (по ходу движения поезда).

В городах при расчетной температуре воздуха на станции метрополитена $t > 25^\circ \text{C}$ и наличии артезианской воды с температурой $t \leq 15^\circ \text{C}$ для охлаждения трансформаторов и выпрямителей следует предусматривать замкнутую охлаждающую систему вентиляции с охлаждением воздуха в поверхностных (сухих) воздухоохладителях. Схема такой системы вентиляции приведена на рис. 15.IX. При этой системе подача воздуха к трансформаторам и выпрямителям и отвод его от них аналогичны подаче и отводу воздуха предыдущей, но вместо забора воздуха из путевого тоннеля, очистки его от пыли и возвращения в путевой тоннель применяется рециркуляция воздуха (один и тот же объем воздуха рециркулируется вентиляторами через помещение транс-

форматоров и выпрямителей и охлаждается на поверхностных охладителях). Замкнутая охлаждающая рециркулирующая система может иметь неплотности, через которые будет подсасываться воздух тоннелей, загрязняющий электрооборудование. Для исключения этого в воздуховоде рециркуляционной системы вблизи от вса-

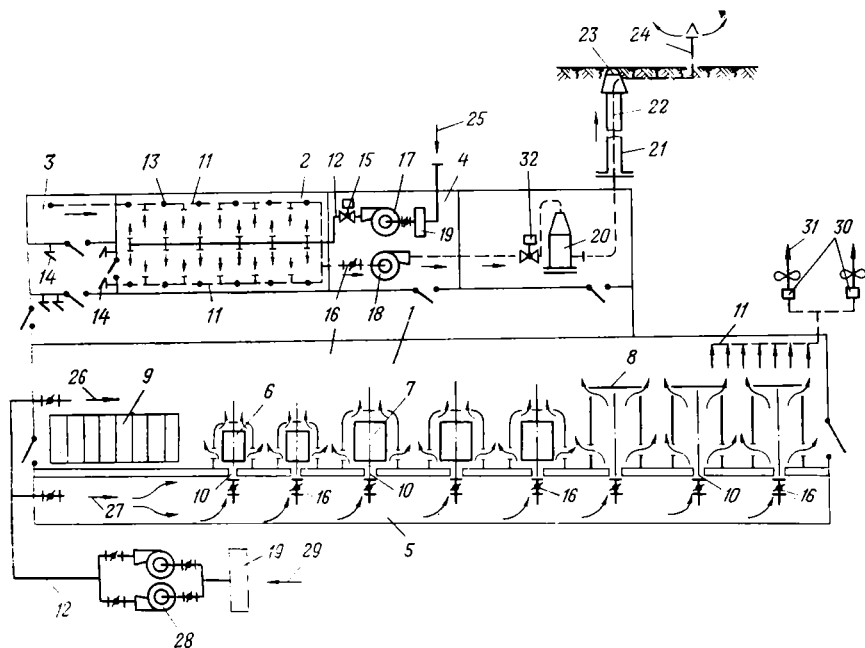


Рис. 14. IX. Открытая схема вентиляции тягово-понижительной электроподстанции при расположении ее в тоннелях глубокого и мелкого заложения и вентиляция кислотной аккумуляторной:

1 — помещение для электрораспределительного устройства (высокого и низкого напряжения), безмасляных трансформаторов и кремниевых выпрямителей; 2 — помещение кислотной аккумуляторной; 3 — помещение кислотной; 4 — помещение вентиляторов аккумуляторной; 5 — кабельный подвал; 6 — трансформаторы (сухие) силовые, осветительные и СЦБ; 7 — трансформаторы (сухие) тяговые; 8 — кремниевые выпрямители тяговые; 9 — электрораспределительное устройство; 10 — отверстие в полу для пропуска охлаждающего воздуха через дроссель-клапаны или шиберы; 11 — вытяжные воздухопроводы; 12 — приточные воздухопроводы; 13 — опуски вытяжных воздухопроводов для вытяжки воздуха нижней зоны аккумуляторной; 14 — клапаны избыточного давления — КИД; 15 — дроссель-клапаны; 17 — приточный центробежный вентилятор (взрывобезопасного исполнения) аккумуляторной; 18 — вытяжной центробежный вентилятор (взрывобезопасного исполнения) аккумуляторной; 19 — фильтр масляный или сухой рулонный; 20 — аварийный поплавковый клапан (см. рис. 10. IX); 21 — скважина; 22 — вытяжной воздухопровод в скважине; 23 — колодец на поверхности; 24 — комок вытяжной; 25 — приток воздуха из путевого тоннеля или коридора подстанции; 26 — приток воздуха в помещение распределительного устройства, трансформаторов и выпрямителей; 27 — приток воздуха в кабельный коллектор; 28 — вентиляторы центробежные приточные; 29 — приточный воздух с поверхности или из путевого тоннеля; 30 — осевые вентиляторы вытяжные; 31 — вытяжной воздух в путевого тоннель; 32 — герметический клапан с электроприводом в обычном исполнении

сывающей линии вентиляторов устраивается отверстие, в котором располагается один масляный ячейковый фильтр 500×500 мм, т. е. создается аэродинамическая нулевая точка, обеспечивающая

очищение подсасываемого воздуха, что исключает попадание неочищенного воздуха в систему.

Вентиляция тягово-понижительных подстанций, располагаемых в тоннелях метрополитена мелкого заложения, имеет следующие отличия от вентиляции подстанций, располагаемых в тоннелях

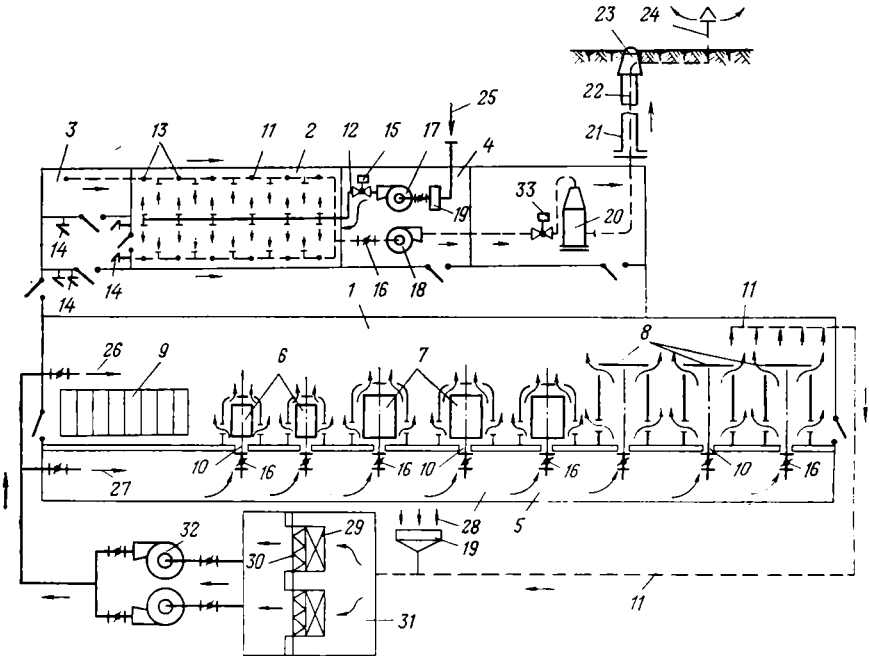


Рис. 15. IX. Замкнутая рециркуляционная схема вентиляции тягово-понижительной электроподстанции с охлаждением воздуха при расположении ее в тоннелях глубокого и мелкого заложения и вентиляции кислотной аккумуляторной:

позиции 1—27, как и на рис. 14. IX; 28 — подсос воздуха на подстанции; 29 — воздухоохладители сухие поверхностные; 30 — сепаратор-каплеотделитель; 31 — помещение воздухоохладителей; 32 — вентиляторы центробежные рециркуляционные; 33 — герметический клапан с электроприводом в обычном исполнении

глубокого заложения. Так как расчетная температура наружного воздуха для вентиляции в теплый период года ниже расчетной температуры на станции, то в городах, где расчетная температура наружного воздуха $t_n < 25^\circ \text{C}$, приток следует осуществлять снаружи, очищая приточный наружный воздух от пыли на масляных самоочищающихся или сухих рулонных фильтрах. Вытяжной воздух после трансформаторов и выпрямителей следует выпускать в тоннель. В холодный период года система должна переключаться на забор воздуха из путевого тоннеля с последующей очисткой приточного воздуха на указанных выше фильтрах. В городах, где расчетная температура наружного воздуха для вентиляции $t_n \geq 25^\circ \text{C}$ и имеется в метрополитене для охлаж-

дения артезианская вода с температурой $t \leq 15^\circ \text{C}$, проветривать тягово-понижительные подстанции следует так же, как и при глубоко заложении, т. е. рециркулируя воздух по замкнутому циклу с охлаждением его на сухих воздухоохладителях. В случаях, когда трансформаторы и выпрямители располагаются в общем помещении с электрораспределительным устройством высокого и низкого напряжения, рекомендуется устраивать совместную систему вентиляции (см. рис. 14.IX и 15.IX). При этом желательно, чтобы охлажденный или приточный (при открытой системе) воздух вначале поступал к электрораспределительному устройству (как менее тепловыделяющему), а затем — к трансформаторам и выпрямителям.

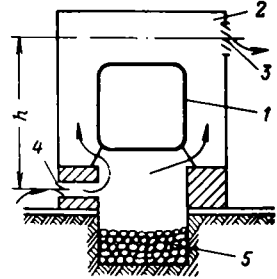


Рис. 16.IX. Схема вентиляции (с естественным побуждением) масляного трансформатора при установке его в ячейке на поверхности:

1 — масляный трансформатор; 2 — трансформаторная ячейка; 3 — жалюзи на вытяжке воздуха; 4 — жалюзи на притоке воздуха; 5 — яма с гравием

Вентиляция понижительных подстанций, не имеющих тяговых трансформаторов и выпрямителей, осуществляется аналогично вентиляции тягово-понижительных подстанций.

Так как в тяговых электроподстанциях, располагаемых на поверхности, применяются масляные тяговые трансформаторы и располагаются они в ячейках отдельно от всего остального электрооборудования подстанции, вентиляция их осуществляется по естественной схеме за счет действия гравитационных сил (рис. 16.IX). При этом аэродинамическое сопротивление воздуху, идущему через приточные и вытяжные жалюзи трансформаторной ячейки, должно быть не больше расчетного гравитационного напора ΔP в ячейке в теплый период года.

В системе вентиляции помещения трансформаторов и выпрямителей тягово-понижительных подстанций целесообразно устанавливать по два приточных и вытяжных или рециркуляционных вентилятора, работающих параллельно (при максимальной нагрузке) и по одному (при сниженной нагрузке), что создает 50% резерва в случае аварии с одним из вентиляторов. Работа вентиляторов должна быть построена автоматически в зависимости от загрузки подстанции. Конечная температура воздуха в помещении трансформаторов и выпрямителей должна быть $t_k \leq 35^\circ \text{C}$. Поэтому рекомендуется построить схему включения вентиляторов следующим образом. При достижении конечной температуры $t_k = 27^\circ \text{C}$ должен включиться один вентилятор. Если конечная температура воздуха достигнет $t_k = 31^\circ \text{C}$, должен включиться второй вентилятор. При $t_k \leq 25^\circ \text{C}$ оба вентилятора должны отключаться. В случае продолжения повышения конечной температуры до $t_k \geq 35^\circ \text{C}$ должен автоматически подаваться звуковой

и световой сигналы диспетчеру. При $t_k = 37^\circ$ должно автоматически сниматься напряжение с тяговых трансформаторов и выпрямителей.

Вентиляция помещения электrorаспределительного устройства. В случаях, когда помещение электrorаспределительного

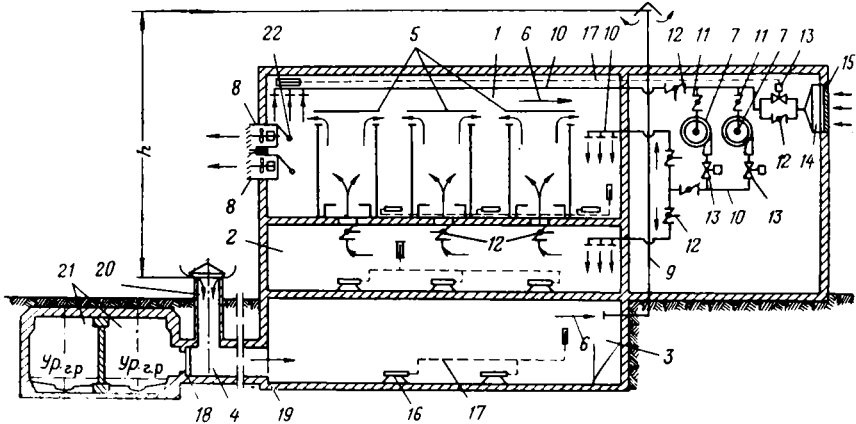


Рис. 17.IX. Схема вентиляции тяговой электроподстанции, расположенной на поверхности и кабельного коллектора:

1 — помещение выпрямительной; 2 — помещение распределительного устройства; 3 — кабельный подвал; 4 — кабельный коллектор к метрополитену; 5 — кремниевые выпрямители; 6 — направление потоков воздуха; 7 — приточно-рециркуляционные центробежные вентиляторы; 8 — осевые вытяжные вентиляторы; 9 — воздуховод и дефлектор вентиляции подвала с естественным побуждением; 10 — воздуховоды приточно-рециркуляционной системы вентиляции; 11 — дроссель-клапаны, отключающие системы с ручным приводом; 12 — дроссель-клапаны для регулировки системы с ручным приводом; 13 — клапаны с электроприводом; 14 — воздушный фильтр; 15 — приточные жалюзи и утепленный клапан; 16 — электронагреватели; 17 — линия автоматического включения и регулирования клапанами от датчиков температуры; 18 — дверь плотная; 19 — дверь решетчатая; 20 — вентиляционный киоск; 21 — путевые тоннели метрополитена; 22 — дверки на проемах осевых вентиляторов

устройства высокого и низкого напряжения изолировано от помещений трансформаторов и выпрямителей, то оно совместно с помещениями генераторной, комнаты дежурного персонала и дистилляторной снабжается едиными для этих помещений системами приточной и вытяжной вентиляции (отдельно от трансформаторных и выпрямительных) с забором воздуха из одного перегонного тоннеля и выпуском воздуха в другой и с предварительной очисткой приточного воздуха от пыли на масляных, обычно сетчатых ячейковых или сухих рулонных волокнистых фильтрах.

Вентиляция тяговых электроподстанций, расположенных на поверхности. При расположении тяговых электроподстанций на поверхности в отдельных зданиях их вентиляция осуществляется по схеме, показанной на рис. 17.IX.

Трансформаторы проветриваются отдельно по схеме с естественным побуждением (см. рис. 16.IX). Помещения выпрями-

тельной, расположенной на втором этаже подстанции, и электрораспределительного устройства, расположенного под ним на первом этаже, проветриваются совместно. Вентиляция осуществляется по открытой схеме с рециркуляцией внутреннего воздуха. В теплый период года система работает без рециркуляции. Наружный воздух очищается от пыли на самоочищающихся масляных сетчатых или сухих рулонных волокнистых фильтрах и подается в помещение распределительного устройства, а частично в помещение выпрямительной. Из помещения распределительного устройства воздух через дроссель-клапаны, расположенные в проемах перекрытия под выпрямителями, поступает в помещение выпрямительной и охлаждает выпрямители. Затем, смешиваясь с воздухом выпрямительной, он осевыми вытяжными вентиляторами удаляется наружу.

В холодный период года осуществляется рециркуляционная схема. Наружный воздух забирается в количестве, необходимом для охлаждения рециркуляционного воздуха, ассимилирующего выделяющееся оборудованием тепло (с учетом теплопотерь наружными ограждениями). По мере снижения количества забираемого наружного воздуха и увеличения количества рециркуляционного воздуха (в зависимости от снижения наружных температур) останавливается сначала один, а затем другой осевой вытяжной вентилятор. В последнем случае при минимальном количестве забираемого наружного воздуха он удаляется из помещения под давлением приточных вентиляторов через открытые проемы (дверцы) остановленных осевых вентиляторов. Так как расход воздуха по приточной и рециркуляционной ветвям системы меняется, ее гидродинамическая характеристика также меняется, что приводит к изменению производительности приточных вентиляторов. Так как колебания температуры воздуха на подстанции допускаются в достаточно широких пределах, изменение производительности вентиляторов также допустимо. Однако для правильного подбора электродвигателей вентиляторов их мощность должна быть проверена в режимах работы системы вентиляции при максимальном и минимальном расходе приточного воздуха. Перевод работы системы вентиляции с режима холодного на режим теплого периода года и обратно осуществляется вручную, а поддержание режима работы в течение каждого из периодов может осуществляться автоматически с помощью датчика температуры, расположенного в помещении выпрямительной и воздействующего на клапан, регулирующий систему вентиляции, и на отключение и включение вентиляторов.

В районах с высокой расчетной температурой наружного воздуха ($t_{нар} \gg 26^\circ \text{C}$) в наземных тяговых подстанциях необходимо предусматривать охлаждение воздуха на поверхностных воздухоохладителях, где в качестве источника холода может использоваться артезианская вода, холодильные машины, градирни. Воздухоохладители устанавливаются на приточной или на рециркуляционной

ветви системы и включаются в работу при температуре $t_{\text{нар}} > 26^\circ \text{C}$. В наземных тяговых подстанциях, расположенных в районах со средней температурой самого холодного месяца $t \leq 0^\circ \text{C}$, следует предусматривать электроотопление. В помещениях подстанций, не имеющих тепловыделений, электроотопление следует рассчитывать на поддержание расчетной внутренней температуры данного помещения при расчетных отопительных наружных температурах. В помещениях, где имеются тепловыделения, следует предусматривать дежурное электроотопление, которое должно быть рассчитано на поддержание температуры воздуха в помещении $t = 5^\circ \text{C}$ при неработающем технологическом оборудовании. Оно должно автоматически включаться во время работы подстанции при снижении температуры воздуха в помещениях ниже 12°C .

Вентиляция кабельных коллекторов. Кабельные коллекторы подземных тяговых и понизительных электроподстанций, расположенные непосредственно в подстанции, проветриваются системой вентиляции электрораспределительного устройства. Так как в кабельных коллекторах подстанции обычно теплоизбытки незначительны, то для поддержания в них относительной влажности воздуха, не более 80%, и исключения появления конденсата на холодных поверхностях, соприкасающихся с грунтом, кабельные коллекторы рекомендуется проветривать воздухом, предварительно пропущенным через помещение электрораспределительного устройства и вследствие этого несколько нагретым. Если при этом технологических теплоизбытков электрораспределительного устройства будет недостаточно, следует дополнительно устанавливать электропечи.

Кабельные каналы, расположенные в подвалах наземных тяговых понизительных подстанций, и кабельные каналы, идущие от них к тоннелям метрополитена, следует проветривать совместно. Обычно кабельный коллектор от тоннелей метрополитена отделяется плотной дверью, поэтому использовать поршневое действие движущихся поездов для постоянной вентиляции кабельных коллекторов, расположенных вне подстанций, не представляется возможным.

При длине кабельного коллектора до 50 м и небольших тепловыделениях с 1 м^2 поверхности, соприкасающейся с грунтом (до $10 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$), вентиляцию можно осуществлять периодически за счет кратковременного (под наблюдением обслуживающего персонала) открывания плотной двери при условии соединения другого конца коллектора у подстанции с поверхностью (через самостоятельный киоск или через каналы в стенах подстанции).

При длине кабельного коллектора в пределах 100 м и тепловыделениях до $10 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$ его следует проветривать по постоянно действующей схеме с естественным побуждением совместно с кабельным каналом, расположенным в подстанции. По этой схеме из кабельного канала электроподстанции на кровлю выводятся вентиляционные каналы (расположенные в кладке стены), которые

заканчиваются на кровле дефлекторами. У плотной двери в тоннель метрополитена на поверхности располагается киоск, соединенный с кабельным каналом. Под воздействием гравитационных сил наружный воздух через вентиляционный киоск поступает в кабельный коллектор и выходит через вентиляционные каналы подстанции и дефлекторы, расположенные на ее кровле, на поверхность. Площадь сечения киоска и отдельно всех вентиляционных каналов кабельного подвала, выходящих на кровлю, должна определяться расчетом из условия обеспечения необходимого воздухообмена (по теплоизбыткам) по формуле (34.VII) вследствие действия гравитационных сил. При этом в киоске и каналах следует принимать скорость движения воздуха не более 1,5 м/с, а кратность воздухообмена коллектора не менее 4.

При большей длине кабельного коллектора и больших тепловыделениях, а также в случае его использования для совместной прокладки других городских сетей схему вентиляции кабельного коллектора следует рассчитывать в соответствии с требованиями СН 329—65 [53].

В случае необходимости в кабельных коллекторах применяется принудительная схема вентиляции (с вентиляторами). В этих случаях кабельные коллекторы отделяются также и от подстанции и по концам их устанавливаются киоски. Вентиляторы (обычно осевые) устанавливают в одном вентиляционном киоске. Под влиянием разрежения или давления в киоске воздух для вентиляции кабельного коллектора поступает или выходит через другой киоск. При большой длине кабельных коллекторов и значительных тепловыделениях могут применяться и центробежные вентиляторы, располагаемые в двух киосках. При этом один киоск работает на приток, а другой — на вытяжку. Включение вентиляторов целесообразно осуществлять автоматически от датчика температуры воздуха, расположенного в кабельном коллекторе.

Вентиляция аккумуляторных. Помещения аккумуляторных с сернокислотными и щелочными аккумуляторными, а также кислотных при них должны иметь приточно-вытяжную вентиляцию с искусственным побуждением. Вентиляция помещений с кислотными и щелочными аккумуляторными должна быть отдельной. В таких помещениях выделяются аэрозоли серной кислоты или щелочи (в щелочных аккумуляторных) и водород. Поэтому схема вентиляции должна предусматривать вытяжку воздуха как из нижней зоны помещений (для удаления аэрозолей), так и из верхней (для удаления водорода). Так как в верхней зоне аккумуляторного помещения концентрируется водород, то потолок должен быть, как правило, горизонтальным и гладким. Применение кессонных перекрытий запрещается. В исключительных случаях, когда не удается избежать выступающих в потолок конструкций, в них должны быть заложены трубки для свободного прохода воздуха между отсеками, а из отсеков следует предусматривать отсос воздуха [37]. Над помещением аккумуляторных располагать

помещение с электросиловыми установками не рекомендуется. В отдельных случаях при отсутствии возможности иного расположения перекрытие между этими помещениями должно иметь надежную газовую изоляцию. Вход в помещение аккумуляторной должен иметь тамбур с уплотненными дверьми.

Двухзональная вытяжная система вентиляции аккумуляторного помещения должна иметь следующее распределение воздуха. Через вытяжные отверстия нижней зоны должна отсасываться $\frac{1}{3}$, а через вытяжные отверстия верхней зоны — $\frac{2}{3}$ необходимого количества воздуха (с учетом отсоса воздуха из каждого отсека потолка, если он разделен балками). Вытяжные воздуховоды обычно прокладываются под потолком помещения вдоль стен, у которых устанавливаются аккумуляторные батареи. От этих воздуховодов вдоль стен через 1,5—2 м по длине помещения до верхней поверхности аккумуляторов опускаются вентиляционные стояки с вытяжными отверстиями в нижней части, обеспечивающими вытяжку из нижней зоны. Из верхней зоны вытяжка производится через вытяжное отверстие верхней части вентиляционных стояков, а также через отверстия, устраиваемые вдоль горизонтального вытяжного воздуховода под потолком помещения. Приточный воздух может подаваться сосредоточенно у торца аккумуляторного помещения в средней его части, а также с распределением по длине помещения. Сосредоточенная подача воздуха применяется при квадратном помещении аккумуляторной, а подача с распределением — при удлиненном. Во втором случае приточный распределительный воздуховод следует прокладывать под потолком аккумуляторной в середине расстояния между вытяжными воздуховодами, прокладываемыми вдоль стен аккумуляторной. Регулирование распределения воздуха по вытяжным отверстиям двух зон вытяжной системы и вдоль помещения аккумуляторной в приточной и вытяжной системах производится с помощью жалюзи, шиберов или дроссельных клапанов, располагаемых на вытяжных и приточных отверстиях.

Чтобы аккумуляторные газы не попали в другие помещения, в аккумуляторной всегда должно быть разрежение, обеспечивающее 10—20-процентное превышение количества вытяжного воздуха над приточным. Разница между количеством отсасываемого воздуха и подаваемого в количестве 10—20% от отсасываемого воздуха должна поступать в аккумуляторное помещение из коридора через КИД, устанавливаемые или в дверных полотнах, или последовательно в двух перегородках, образующих тамбур для прохода в аккумуляторную.

Из помещения кислотной, которая обычно находится рядом с аккумуляторной, устраивается только вытяжка из нижней зоны. Вытяжной воздуховод, выходящий из помещения кислотной, присоединяется к общему вытяжному воздуховоду из аккумуляторной. Приточный воздух для аккумуляторной можно забирать из путевого тоннеля, но при этом его необходимо предварительно

очищать от пыли на фильтрах (масляных ячейковых и др.) и подогревать, если температура воздуха в путевых тоннелях у места забора воздуха будет $t < 10^\circ \text{C}$. Приточный воздух в аккумуляторную можно подавать также из коридора или кабельного коллектора электроподстанции без очистки воздуха от пыли и его подогрева.

В случае остановки приточной и вытяжной вентиляции должна быть предотвращена возможность обратного поступления аккумуляторных газов в помещение, из которого забирается приточный воздух. Для этого на приточной системе устанавливается герметический клапан с электроприводом, автоматически перекрывающий систему в случае остановки вентилятора. При дистанционном управлении вентиляционной системой подстанции герметический клапан должен быть заблокирован с вентилятором и автоматически перекрывать систему при остановке вентилятора. При расположении герметического клапана в помещении вентиляционной камеры аккумуляторной он должен быть во взрывобезопасном исполнении.

Вытяжной воздуховод из аккумуляторных помещений должен быть выведен на поверхность (за исключением аккумуляторной ЦСБ). Он может прокладываться в стволе станционной вентиляционной шахты, наклонном эскалаторном тоннеле, специальной скважине, неиспользуемой части артезианской скважины на участке от уровня тоннеля до поверхности. На поверхности скважины заканчиваются колодцами, от которых вытяжной воздух по асбоцементным трубам, прокладываемым на глубине 0,7—1,5 м с уклоном к колодцу, подводится к вентиляционному вытяжному киоску. К последнему подводится также вытяжной воздуховод от аккумуляторной при прокладке воздуховода в стволе шахты или наклонном эскалаторном тоннеле. С точки зрения сокращения напорной части вытяжного воздуховода его целесообразно выводить на поверхность через скважину и в особенности через неиспользованную часть артезианской скважины. Горизонтальные участки воздуховода следует прокладывать с уклоном $i = 0,003$, а в общих пониженных точках для спуска конденсата необходимо устанавливать пробочные краны диаметром 200 мм.

Так как вентиляционные киоски аккумуляторных располагаются, как правило, в жилой застройке, то их высота, место расположения и конструкция выпуска в атмосферу вытяжного воздуха, насыщенного аэрозолем серной кислоты или щелочи до допустимой концентрации в рабочей зоне аккумуляторной, должны обеспечить разбавление этих аэрозолей до допустимой концентрации в атмосферном воздухе населенных пунктов [40]. Метод расчета и таких конструкций приведен в литературе*.

Воздуховоды, прокладываемые в аккумуляторных помещениях, и регулирующие на них устройства следует изготавливать из

* И. Н. Лейкин. Проектирование вентиляционных и промышленных выбросов в атмосферу. М., «Химия», 1970. 132 с. с ил.

материалов, стойких от паров серной кислоты (из пластмасс, асбоцементной фанеры, стали, защищенной от коррозии с внутренней и наружной стороны противокислотными лаками и др.). Напорная часть вытяжных воздухопроводов, прокладываемых вне помещения аккумуляторной, сваривается из листовой стали толщиной 1,5 мм и испытывается на герметичность при давлении, в 1,5 раза превышающем давление, развиваемое вытяжным вентилятором аккумуляторной.

В случаях, когда на поверхности в месте нахождения вытяжного вентиляционного киоска аккумуляторной возможно паводковое или дождевое затопление местности (вследствие переполнения водостоков) напорный вытяжной воздухопровод следует защищать от возможного поступления в аккумуляторную поверхностных вод. В качестве защиты от затопления на напорном вытяжном воздуховоде (на уровне тоннелей) следует устанавливать поплавковый аварийный клапан (см. рис. 10.IX). При этом вытяжной воздухопровод на участке от поверхности до клапана нужно изготовлять из цельнотянутых или сварных труб. Напорная часть вытяжных воздухопроводов аккумуляторной с внутренней стороны должна быть окрашена противокислотным лаком. Вытяжные и приточные вентиляторы и их электродвигатели должны быть во взрывобезопасном исполнении, а внутренняя поверхность вентиляторов должна иметь противокислотную защиту. Они должны иметь также электрическую блокировку, обеспечивающую включение приточного вентилятора только после включения вытяжного.

Вентиляционные агрегаты аккумуляторной должны устанавливаться в отдельной вентиляционной камере с плотными дверьми. В случае установки в этой камере вентиляционных агрегатов других систем (как исключение) их электродвигатели должны быть также во взрывобезопасном исполнении.

§ 4. Вентиляция других вспомогательных помещений

Машинные помещения эскалаторов с двумя машинами и более при высоте подъема более 5 м проветриваются приточно-вытяжной и рециркуляционной системами вентиляции. Служебные помещения при машинных помещениях проветриваются самостоятельной приточно-вытяжной системой. В случае расположения машинных помещений эскалаторов непосредственно под поверхностью приток воздуха в них осуществляется или непосредственно с поверхности, или из подземного пассажирского коридора, сообщаемого с поверхностью. Вытяжка в этом случае осуществляется на поверхности. Приточные и вытяжные устройства на поверхности оборудуются или киосками, или каналами с решетками, примыкающими к наземным вестибюлям. Приточное устройство в подземном коридоре оборудуется настенной решеткой.

Приточные и вытяжные устройства на поверхности и в подземном коридоре устраиваются общими как для вентиляционных систем машинного помещения эскалаторов, так и для систем примыкающих служебных помещений.

Для очистки приточного воздуха от пыли в зависимости от производительности приточной системы применяются масляные или сухие рулонные фильтры. Ввиду сложности организации вытяжки воздуха от мест с наибольшими тепловыделениями в машинном зале применяется система вентиляции без воздуховодов с притоком воздуха с одной стороны машинного помещения и вытяжкой — с другой. При этом должно быть обеспечено омывание воздухом всего объема машинного помещения. Объем приточного воздуха должен на 20—30% превышать объем вытяжного для предотвращения проникновения пыли из наклонного хода в машинное помещение.

Режим работы вентиляции следующий. В холодный период года применяется рециркуляция воздуха с подмешиванием такого количества наружного воздуха, которое обеспечивает ассимиляцию теплоизбытков машинного помещения. Вытяжная вентиляция отключается, а избыток воздуха выдавливается в наклонный тоннель. В теплый период года применяется приточно-вытяжная вентиляция. В городах с расчетной наружной температурой $t_{нар} \geq 21^\circ \text{C}$ в машинных помещениях станций глубокого заложения при трех и более эскалаторах с целью сокращения воздухообмена, размеров и мощности вентиляционного оборудования рекомендуется охлаждать приточный воздух в сухих воздухоохладителях, применяя в качестве источника холода артезианскую воду или (в крайнем случае) фреоновые холодильные машины. В машинных помещениях эскалаторов, расположенных под промежуточными вестибюлями или в пересадочных коридорах, вентиляция осуществляется аналогично вышеописанной, но приточные и вытяжные устройства располагаются в вестибюлях или в пересадочных коридорах на расстоянии не менее 10 м друг от друга и на высоте не менее 2 м от пола до низа решеток. При расположении в наклонном тоннеле одного эскалатора с высотой подъема менее 5 м вентиляция машинного помещения осуществляется как для обычного помещения с тепловыделениями.

Санитарные узлы и их фекальные насосные установки оборудуются только совместной вытяжной принудительной вентиляцией, в которую подключается отсос из фекального бака. Приток в помещения осуществляется за счет подсоса вытяжной системой. Вытяжной вентиляционный агрегат (обычно центробежный) устанавливается в помещении фекальной насосной установки, располагаемой обычно под санитарным узлом (туалетом). Вытяжка на поверхность от санитарных узлов, расположенных на станции глубокого заложения, осуществляется через специальную скважину, внутри которой размещается напорный фекальный стояк от фекальных насосов, а кольцевое пространство вокруг стояка

используется для пропуска воздуха. У поверхности в специальном колодце фекальный стояк присоединяется к самотечной канализации, а воздух по ответвлению от скважины из асбоцементных труб под поверхностью подводится к вытяжному киоску (асбоцементные трубы прокладываются с уклоном к скважине). В случае затопления паводковыми или дождевыми водами поверхности на напорном вытяжном воздуховоде (на уровне тоннелей) у скважины следует располагать поплавковый аварийный клапан (см. рис. 10.IX). При расположении санитарного узла на станции мелкого заложения напорный вытяжной воздуховод выводится на поверхность независимо от напорного фекального стояка и далее прокладывается аналогично санитарному узлу глубокого заложения. В отдельных случаях (при невозможности вывода на поверхность через скважины) вытяжной воздуховод выводится на поверхность через ствол станции шахты или по наклонному эскалаторному тоннелю.

Помещения водоотливных насосных установок при их расположении между путевыми тоннелями проветриваются тоннельным воздухом, поступающим и удаляемым поршневым действием движущихся поездов. Вход воздуха в помещение установки и выход из него осуществляются через жалюзи, устанавливаемые над дверьми против каждого тоннеля. Размер жалюзи определяется из расчета обеспечения в ее сечении скорости движения воздуха не более 4 м/с исходя из воздухообмена, рекомендуемого в приложении 6.

При расположении водоотливных установок сбоку одного путевого тоннеля или у соединительных тоннелей от шахты (вентиляционной или кабельной) их вентиляция осуществляется с использованием вентиляционных агрегатов. В этом случае над дверью водоотливной установки располагается осевой вентилятор или непосредственно в помещении установки — центробежный вентилятор и по воздуховоду в отдаленный конец помещения подается воздух из тоннеля. Проветривая помещение, воздух через решетчатую дверь выдавливается в тоннель.

Линейные пункты располагают в конце тупиков метрополитена и оборудуют приточно-вытяжной вентиляцией. В состав помещений линейного пункта обычно входят контора, механическая мастерская, гардероб, душевая с раздевалкой, кладовая, санузел, фекальная насосная установка и вентиляционная камера. Приточной системой вентиляции воздух забирается из тупиков, очищается от пыли на масляных или сухих фильтрах (в случае необходимости подогревается в электрокалориферах) и подается во все помещения линейного пункта, за исключением помещений санузла, душевой и фекальной перекачки, из которых осуществляется отсос всего приточного воздуха. В линейных пунктах также должно быть превышение количества приточного воздуха над вытяжным на 15—20%. В вентиляционной камере находятся приточный и вытяжной центробежные вентиляционные агрегаты. Вытяжная

система вентиляции оборудуется аналогично описанной выше системе для санитарных узлов.

Помещения для обслуживающего персонала (см. приложение 6) также оборудуются принудительной приточно-вытяжной системой вентиляции. Воздух забирается из одного путевого тоннеля, очищается от пыли (в случае необходимости подогревается) и поступает в другой путевой тоннель. В сооружениях и помещениях, в которых установлена количественная связь между выделяющимися вредностями и воздухообменом (трансформаторные, помещение выпрямителей, помещения электроподстанций, кабельные коллекторы, машинные помещения эскалаторов и др.), последний определяется расчетом. В остальных вспомогательных помещениях воздухообмен следует определять в соответствии с приложением 6.

Ввиду практически полного отсутствия естественного воздухообмена в подземных вспомогательных сооружениях метрополитена кратность воздухообмена для них, указанная в приложении 6, несколько завышена по сравнению с кратностью воздухообмена для подобных наземных сооружений других видов производств. Количество воздуха, необходимое для вентиляции помещений, имеющих тепловыделения, определяется по формуле

$$L = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} Q \pm Q_{\text{п}}}{c_{\text{в}} \gamma_{\text{во}} (t_{\text{к}} - t_{\text{н}})}, \text{ м}^3, \quad (6. IX)$$

где $\sum_{i=1}^n Q$ — суммарное расчетное количество тепла, выделяемое установленным в помещении и одновременно работающим оборудованием, ккал/ч; $Q_{\text{п}}$ — утечки тепла из помещения через ограждающие конструкции (со знаком минус, см. главу V) или теплопоступления в помещение через наружные ограждения (со знаком плюс) за счет солнечной инсоляции для наземных подстанций в теплый период года, ккал/ч; $c_{\text{в}}$ — удельная весовая теплоемкость воздуха, ккал/кг·°C; $\gamma_{\text{во}}$ — плотность воздуха при его средней расчетной температуре, кг/м³; $t_{\text{н}}$ — начальная температура воздуха, поступающего в помещение, °C; $t_{\text{к}}$ — конечная температура воздуха, уходящего из помещения (см. приложения 6), °C.

В случае расчетного определения воздухообмена для кабельных коллекторов следует определять количество тепла, поступающего в грунт в теплый период года, по методике, изложенной в главе V (с проверкой степени охлаждения грунта в холодный период года, чтобы не допустить повышения температуры грунта, окружающей кабельный коллектор).

Количество воздуха, необходимого для вентиляции помещений, имеющих газовые вредности, определяется по формуле (47.VI).

При одновременном выделении нескольких видов газов

расчетный воздухообмен принимается по газу, требующему наибольшего количества воздуха для разбавления. Для некоторых газов расчетный воздухообмен в соответствии с санитарными нормами определяется по сумме количеств воздуха, необходимых для разбавления до допустимых концентраций каждого из этих газов.

Пример. Используя исходные данные и результаты расчета примера 2, приведенного в § 3 главы IV, определить необходимый воздухообмен в аккумуляторном помещении по водороду и аэрозолям серной кислоты для пиковой кратковременной нагрузки в период нормальной зарядки аккумуляторов.

1. Принимая допустимую концентрацию водорода в помещении равной 0,8% (при нижнем пределе взрывоопасной смеси 4%), по формуле (47.VI) определяем необходимое количество вытяжного воздуха

$$L_{\text{выт}} = \frac{6,29 \cdot 100}{0,8 - 0} = 785 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

При объеме помещения аккумуляторной, равном 210 м³, определяем кратность воздухообмена

$$n = \frac{785}{210} = 3,8.$$

2. Принимая допустимую концентрацию аэрозолей серной кислоты в воздухе равной 0,001 г/м³ [40], по формуле (47.VI) определяем необходимое количество вытяжного воздуха

$$L_{\text{выт}} = \frac{3,71}{0,001 - 0} = 3710 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Определяем кратность воздухообмена

$$n = \frac{3710}{210} = 17,7.$$

3. Приняв за расчетное количество воздуха, определенное по серной кислоте, определяем количество приточного воздуха, подаваемого приточной системой вентиляции непосредственно в помещение аккумуляторной,

$$3710 : 1,2 \approx 3100 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Количество воздуха, равное разнице между приточным и вытяжным воздухом (3710 — 3100 = 610 м³/ч), будет подсасываться из коридора в помещение аккумуляторной через клапаны избыточного давления (КИД), устанавливаемые в перегородках, отделяющих помещение аккумуляторной от тамбура и тамбур от коридора.

4. Принимая клапаны КИД-150 (пропускная способность клапана 150 м³/ч), определяем необходимое число клапанов для каждой перегородки

$$n = \frac{610}{150} \approx 4.$$

Для последовательной установки в двух перегородках необходимо $2 \times 4 = 8$ клапанов.

Глава X **Теплоснабжение сооружений метрополитенов**

§ 1. Потребители и источники теплоснабжения

В сооружениях метрополитена в зависимости от его климатических условий и глубины заложения (глубокое, мелкое поверхностное) потребителями тепла являются:

в вестибюлях станций — различные системы отопления, иногда системы вентиляции, воздушно-тепловые завесы входов и выходов, обогревающие трубы решеток для очистки обуви, системы для подогрева ступеней лестничных сходов с поверхности и системы горячего водоснабжения;

на уровне платформ станций — отопление, иногда вентиляция отдельных помещений на уровне платформы и под платформой;

в тяговых и понизительных подземных электроподстанциях — технологическое горячее водоснабжение, иногда отопление и вентиляция (в случае недостаточности тепловыделений от технологического оборудования и подвижного состава; как правило, это имеет место в метрополитенах при условной интенсивности движения $n_{y,н} < 120$ в первые годы эксплуатации);

в водоотливных установках — отопление для отдельных установок мелкого заложения, неблагоприятно расположенных по трассе метрополитена, с условной интенсивностью движения $n_{y,н} < 120$;

в линейных пунктах тупиков — отопление и горячее водоснабжение служебных помещений;

в воздушных завесах порталов — подогрев воздуха, завесы при расположении порталов ближе 70 м от станции и в других неблагоприятных случаях их расположения относительно припортальной станции;

в путевых тоннелях — подогрев электрооборудования и устройств СЦБ при условной интенсивности движения $n_{y,н} < 120$ в первые годы эксплуатации и высокой влажности наружного воздуха.

Наибольшими потребителями тепла являются вестибюли станций, а также воздушные завесы порталов для тех отдельных случаев, когда требуется подогрев воздуха, подаваемого в воздушную завесу.

В каждом отдельном случае источник теплоснабжения определяется местными условиями. В качестве источника теплоснабжения вестибюлей и воздушно-тепловых завес у порталов следует, как правило, использовать городские или районные сети теплофикации. При отсутствии сетей теплофикации следует отдельно сооружать местную котельную для всех вестибюлей одной станции и отдельно — для воздушно-тепловой завесы портала или использовать электроэнергию. Возможность использования электроэнергии для этих целей должна быть подтверждена технико-экономическими обоснованиями в сравнении с другими вариантами источников теплоснабжения. Местные котельные могут быть подземными (под наземным вестибюлем) или находиться вплотную с подземным вестибюлем, или же отдельно. При сооружении подземной котельной, сообщающейся с подземными служебными помещениями метрополитена, нельзя в качестве топлива применять газ. Теплопроводы для вестибюлей подземных станций, идущие от сетей теплофикации или местных котельных, как правило, рекомендуется проводить в теплофикационных каналах под поверхностью. При необходимости в отдельных случаях пропуск теплопроводов от одного вестибюля к другому через подземную станцию (на станциях мелкого заложения) следует принимать надежные меры, предотвращающие повреждение электротехнических устройств и кабельных линий в случае аварии с теплопроводами.

Для теплоснабжения остальных перечисленных выше потребителей метрополитена следует применять электроэнергию.

Исходя из опыта проектирования и эксплуатации Московского метрополитена примерные потребности в тепле на один вестибюль подземной станции для климатических условий г. Москвы приведены в табл. 1.Х.

При близком расположении сети городской или районной теплофикации от вестибюлей в каждой из них следует располагать тепловой узел с контрольно-измерительной аппаратурой. В случае значительного расстояния от сети теплофикации до вестибюлей, превышающего расстояние между вестибюлями, тепловой узел с контрольно-измерительной аппаратурой можно располагать в одном ближайшем к теплосети вестибюле, а в другой вестибюль можно предусматривать ввод от первого вестибюля после теплового узла и в случае необходимости предусматривать бойлер для горячего водоснабжения.

Теплопроводы, связывающие между собой вестибюли, следует прокладывать под поверхностью в непроходных теплофикационных каналах обычной конструкции, применяемой в теплосетях. При пересечении существующих и проектируемых проездов

Таблица 1.X

Потребители тепла	Источник теплоснабжения	Расход тепла, тыс. ккал/ч		
		на один подземный вестибюль, связанный с поверхностью сходами без пандильонов	на один наземный вестибюль с подземной частью	на один линейный пункт
Воздушно-тепловые входы и выходы завесы	Система теплофикации	240—260	240—260	—
Водяное отопление	То же	60—40	100—60	—
Электрическое отопление	Электроэнергия	8—2	—	10—7
Подогрев ступеней лестничных сходов с поверхности. 4 схода	То же	68—75	—	—
Обогревающие трубы решеток для очистки обуви	Система теплофикации	—	5—8	—
Горячее водоснабжение	То же	100—60	100—60	—
То же	Электроэнергия	8—4	—	10,5—15,5

с усовершенствованными покрытиями, площадей и подъездов к зданиям с интенсивным движением транспорта и пешеходов, при пересечении зданий, трамвайных и железнодорожных путей, а также в местах заглубления перекрытия каналов (более чем на 2,5 м от поверхности земли) теплопроводы следует прокладывать в полупроходных или проходных каналах. При пересечении железнодорожных путей, площадей и других мест, длина участка которых не более 30 м, допускается прокладка теплопроводов в железобетонных или металлических футлярах. В последнем случае кожухи укладывают методом продавливания.

Тепловые входы должны пересекать стены вестибюлей в футлярах с сальниковыми уплотнениями, а стены должны иметь надежную герметизацию, не допускающую просачивания аварийных вод из теплосети в сооружения метрополитена.

В сетях теплофикации применяется перегретая вода с параметрами $t_{гор} = 150^\circ \text{C}$ и $t_{обр} = 70^\circ \text{C}$, которая и подается к тепловым узлам вестибюлей. От теплового узла перегретая вода подается к калориферам воздушно-тепловой завесы, вентиляции, нагревательным приборам кассового зала вестибюля, ко II ступени бойлера горячего водоснабжения и к змеевикам подножных решеток кассовых залов вестибюлей, расположенных на поверхности. К нагревательным приборам системы отопления остальных служебных помещений вестибюлей вода подается через элеваторный узел по открытой схеме (рис. 1.X) с параметрами $t_{гор} = 95^\circ \text{C}$ и $t_{обр} = 70^\circ \text{C}$. По закрытой схеме, применяемой в настоящее

время на Московском метрополитене, вода для отопления поступает через водоподогреватели с использованием циркуляционных насосов (рис. 2.Х).

Конструирование и расчет теплофикационной сети и тепловых узлов метрополитена следует вести по нормам и методам, аналогичным нормам и методам системы теплофикации.

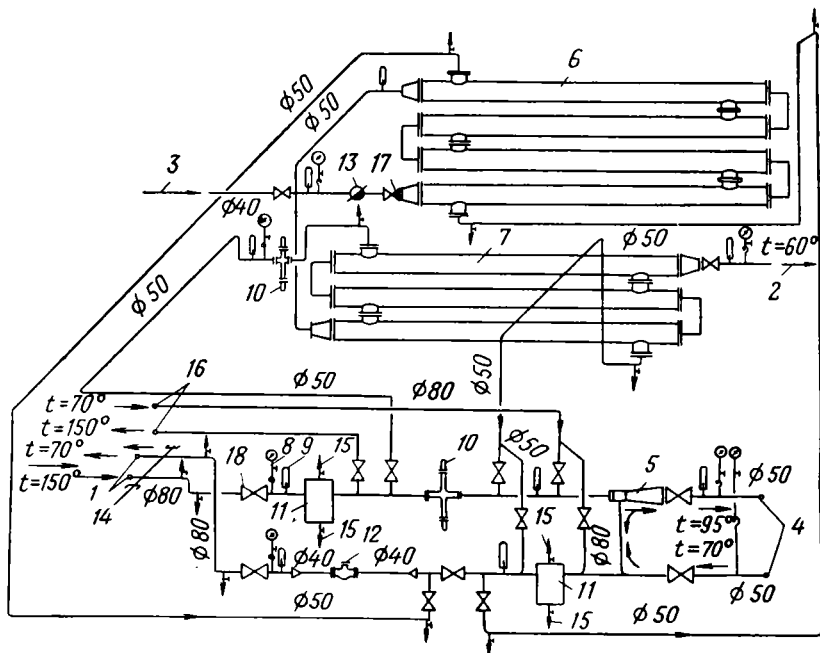


Рис. 1.Х. Схема теплового узла для теплоснабжения вестибюлей метрополитена по принципу открытой схемы — с элеватором на отопление:

1 — перегретая вода от теплоцентрали — горячая и обратная ($Q = 400\,000$ ккал/ч); 2 — в местную систему горячего водоснабжения $Q = 100\,000$ ккал/ч; 3 — от городского водопровода; 4 — в местную систему отопления — горячая и обратная вода ($Q = 60\,000$ ккал/ч); 5 — элеватор; 6 — водоподогреватель, ОСТ 34-588-68 для горячего водоснабжения I ступени; 7 — то же, II ступени; 8 — манометр; 9 — термометр; 10 — регулятор расхода; 11 — грязевик; 12 — водомер для учета расхода воды на абонент; 13 — то же, на горячее водоснабжение; 14 — неподвижная опора; 15 — кран для спуска воды и воздуха; 16 — перегретая вода к калориферам воздушно-тепловой завесы и обогревателям решеток для очистки обуви — горячая и обратная ($Q = 240\,000 \div 260\,000$ ккал/ч); 17 — обратный клапан; 18 — задвижка

Тепловые узлы в вестибюлях следует располагать в отдельных помещениях, в которых (если есть необходимость) целесообразно также располагать водопроводный ввод. Размеры помещения для теплового узла вестибюля, как правило, должны быть: при открытой схеме (с элеватором для отопления) 4×3 м, а при закрытой схеме (с бойлерами и циркуляционными насосами для отопления) 8×4 м, при высоте помещения $h \geq 2,2$ м. Вестибюли, как правило, подключаются к теплофикационным сетям, обслуживающим жилые массивы. Вследствие большой тепловой

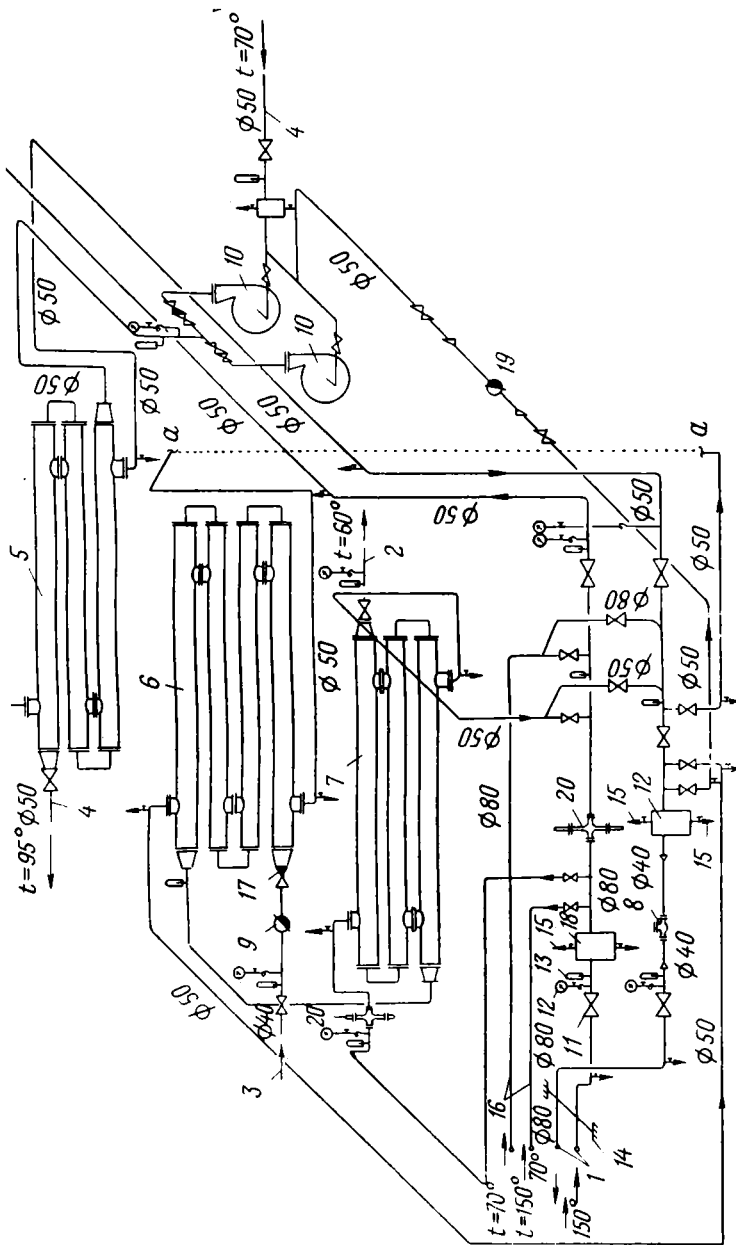


Рис. 2. X. Схема теплового узла для теплоснабжения вестибюлей метрополитена по принципу закрытой схемы — с водоподогревателем на отопление.

1 — 4 — то же, что в рис. 1. X; 5 — водоподогреватель ОСТ 34-588-68 для системы отопления; 6 — то же, для горячего водоснабжения I ступень; 7 — то же, II ступень; 8 — волюмер для учета расхода воды на абонент; 9 — волюмер для учета расхода воды на горячее водоснабжение; 10 — центробежные циркуляционные насосы с электродвигателями; 11 — задвижки; 12 — манометр; 13 — термометр; 14 — неподвижная опора; 15 — кран для спуска воды и воздуха; 16 — перевертая вода к калориферам воздушно-тепловой завесы и обогревающим решеткам для очистки обуви — горячая и обратная ($Q = 240\ 000 \pm 260\ 000$ ккал/ч); 17 — обратный клапан; 18 — гризевик; 19 — волюмер для учета расхода воды на подпитку системы отопления; 20 — регулятор расхода

инерции жилых массивов фактическая температура горячей перегретой воды поддерживается несколько ниже расчетной. Поэтому целесообразно для теплоснабжения вестибюлей принимать расчетную температуру перегретой воды $t_{гор} = +140^\circ \text{C}$.

§ 2. Отопление сооружений метрополитена

Отопление кассовых залов вестибюлей следует предусматривать только для подземных линий метрополитенов в городах, где средняя температура самого холодного месяца $t_{х.м} < 0^\circ$. Кассовые залы вестибюлей наземных линий метрополитена отапливать не нужно, однако в городах со средней температурой самого холодного месяца ниже 0°C в кассовых залах необходимо оборудовать проходные контрольные автоматы и разменные кассовые аппараты с внутренним электрическим подогревом (с использованием электролампы мощностью 60—100 Вт или нагревательных электроэлементов ТЭН), а для контролера — прозрачную кабину с внутренним электроподогревом пола (рис. 3.Х). Так как в кассовых залах вестибюлей подземных линий мелкого и глубокого заложения расчетная температура воздуха $t \geq +5^\circ \text{C}$, то в них также рекомендуется устанавливать такую же кабину для контролеров. Остальные помещения вестибюлей следует оборудовать отоплением для поддержания в них температуры в соответствии с приложением 6.

На станциях мелкого заложения к служебным помещениям вестибюлей относятся все помещения, расположенные в торце станции от поверхности до уровня платформы, а на станциях глубокого заложения — все помещения, расположенные от поверхности до машинного зала эскалатора.

Если теплоснабжение вестибюля осуществляется от теплофикации или местной котельной, кассовый зал и все остальные помещения вестибюля (за исключением указанных в приложении 6) оборудуются центральным водяным отоплением с искусственным побуждением (с использованием циркуляционных насосов или элеваторов), причем в нагревательные приборы отопления кассового зала следует подавать перегретую воду (при наличии ее в системе), а в приборы остальных помещений — воду с расчетными параметрами $t_{гор} = 95^\circ \text{C}$ и $t_{обг} = 70^\circ \text{C}$. В зависимости от размеров вестибюля и его этажности в нем могут применяться двухтрубная и однотрубная системы водяного отопления с верхней или нижней разводкой (желательно с попутным движением теплоносителя). В качестве нагревательных приборов для водяного отопления в кассовом зале могут быть использованы конвекторы или регистры из гладких стальных труб, а в остальных помещениях — радиаторы М-140-АО и РД-90 или конвекторы.

Учитывая высококачественную отделку помещения кассового зала, нагревательные приборы в нем следует располагать в нишах

стен, закрытых архитектурно оформленными решетками. Площадь живого сечения решетки должна составлять не менее 70% площади проема. При невозможности устройства ниш нагревательные приборы могут навешиваться на стены, но также с прикрытием архитектурно оформленными решетками аналогичной площади сечения. Конструкция решеток должна позволять легкое и свободное их открывание для очистки и ремонта нагревательных приборов.

При электрическом отоплении кассового зала в качестве нагревательных приборов следует использовать электрические печи типа ПТ (рис. 4.Х), техническая характеристика которых приведена в табл. 2.Х.

Электрические печи устанавливаются вдоль стен и прикрываются архитектурно оформленными решетками аналогично применяемым для водяных нагревательных приборов, навешиваемых на стенах. Различные виды размещения водяных и электрических нагревательных приборов в кассовом зале показаны на рис. 5.Х.

В других помещениях метрополитена наряду с установкой электропечей типа ПТ могут также устанавливаться электрорадиаторы РБЭ-1 и «Иссык-куль», конструкция которых приведена на рис. 6.Х, а техническая характеристика в табл. 3.Х. Электрорадиаторы оборудованы автоматами, отключающими их от электросети при достижении заданной температуры воздуха у радиатора.

Водоотливные установки необходимо отапливать при следующем их расположении:

в тоннелях мелкого заложения на перегонном участке между конечной станцией и порталом при температуре воздуха в тоннеле ниже 0° С;

на перегоне у вентиляционной шахты, работающей в холодный период года на приток;

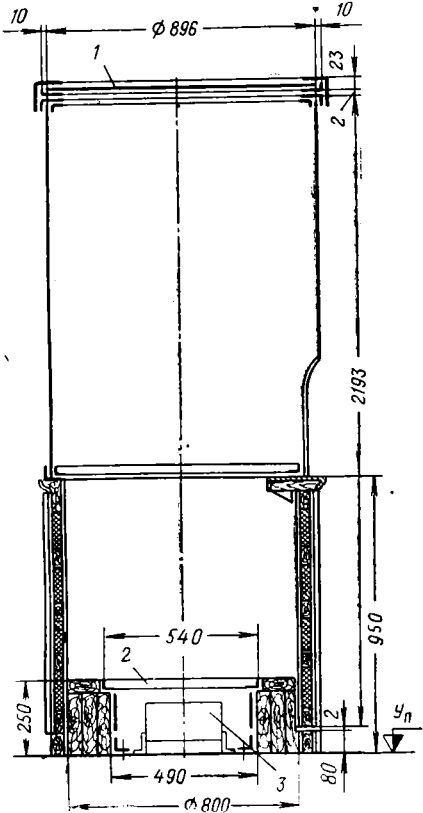


Рис. 3.Х. Кабина контролера билетов с подогревом пола для кассовых залов вестибюлей метрополитена:

1 — оргстекло № 1; 2 — решетка пола; 3 — электропечь типа ПТ; У_п — уровень пола

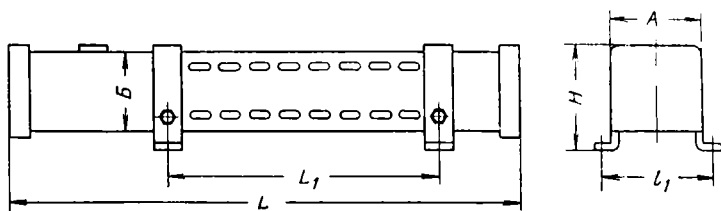


Рис. 4.Х. Электропечи типа ПТ

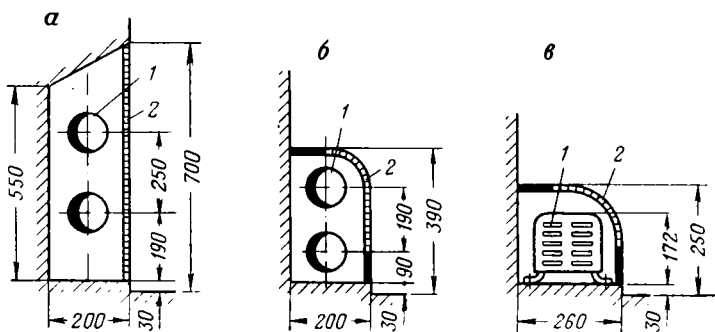


Рис. 5.Х. Установка водяных и электрических нагревательных приборов в кассовых залах вестибюлей:

а — установка в нише нагревательных водяных приборов из гладких труб; б — то же у стены; в — то же, электропечей ПЭТ-10 у стены; 1 — нагревательные приборы; 2 — решетки с архитектурной отделкой

Таблица 2.Х

Электропечь	Размеры, мм						Напряжение, В	Мощность, кВт	Теплоотдача, ккал/ч	Превышение температуры поверхности печей над температурой окружающего воздуха, °С	Масса, кг
	А	Б	L	L ₁	l ₁	H					
ПТ-4-8	109	100	625	345	190	120	825	0,5	432	—	4,5
ПТ-5-6							600	0,5	432	—	4,5
ПТ-5-2*							220	0,5	432	130	4,5
ПТ-8-2*							220	0,76	656	155	4,5
ПТ-10-2*							220	1,0	864	150	7,0

* Используются для электроотопления в метрополитене.

на перегоне сбоку одного из тоннелей, что исключает возможность ее сквозного проветривания циркуляционными потоками от поршневого действия поездов.

В первых двух случаях отопление вызывается необходимостью предотвращения замерзания воды в установках, а в третьем случае — необходимостью снижения относительной влажности воздуха, так как средствами одной вентиляции это обеспечить невозможно. В качестве источника отопления водоотливных установок следует принимать электроэнергию, а в качестве отопительных приборов — электропечи.

На станциях глубокого заложения при машинных залах эскалаторов, а также под платформой среднего зала станции обычно располагаются служебные помещения, которые необходимо отапливать в соответствии с приложением 6. Для этих помещений следует предусматривать электрическое отопление с использованием приведенных выше электрических отопительных приборов.

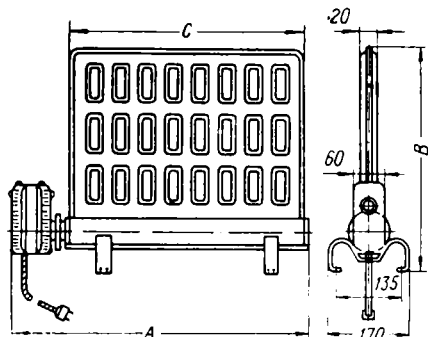


Рис. 6.Х. Электрорадиатор РБЭ-1 и «Иссык-Куль»

Таблица 3.Х

Электрорадиатор	Номинальное напряжение, В	Максимальное допустимое напряжение, В	Мощность, кВт	Теплоотдача, ккал/ч	Размеры, мм			Масса, кг
					А	С	В	
РБЭ-1	220	230	0,5	432	665	565	565	10
РБЭ-1	127	133	0,5	432	665	565	565	10
«Иссык-Куль»	220	230	1,0	864	911	835	742	17

При расчетной небольшой интенсивности движения поездов с малым числом вагонов, а также в случае длительного снижения интенсивности движения (что обычно бывает в первые годы эксплуатации новой линии метрополитена) в помещениях, где находится электротехническое оборудование, может оказаться относительная влажность воздуха выше 80%. Такая влажность образуется или вследствие охлаждения в тоннелях наружного воздуха из-за недостаточности тепловыделений, или вследствие его охлаждения в помещениях электротехнического оборудования в связи со снижением тепловыделений этого оборудования по сравнению с расчетными. Для снижения относительной влажности

в этих помещениях их следует оборудовать электроотоплением с применением электропечей. Следует иметь в виду, что с увеличением срока эксплуатации метрополитена потребность в отоплении будет снижаться вследствие повышения интенсивности движения поездов и постепенного прогрева грунта (окружающего эти помещения), специально не охлаждаемого в холодный период года.

Из этого следует, что, как правило, все помещения, граничащие с грунтом и не имеющие технологических тепловыделений, покрывающих их теплопотери, требуют отопления как в теплый, так и в холодный период года. Это должно учитываться при проектировании водяного отопления от системы теплофикации, когда система теплофикации работает летом по графику теплового периода года со сниженной температурой теплоносителя.

Применение электропечей в качестве нагревательных приборов имеет тот недостаток, что их нагревающие элементы, соприкасающиеся с воздухом, имеют температуру, значительно превышающую 100°C . Это вызывает пригорание пыли и ухудшение санитарных условий в помещениях.

Поэтому электрорадиаторы РБЭ-1 и «Иссык-куль», имеющие на поверхности температуру ниже 100°C , больше удовлетворяют санитарным требованиям, а электропечи типа ПТ рекомендуется устанавливать в помещениях с большим воздухообменом или в помещениях, где нет необходимости длительного пребывания людей (например, в кассовых залах вестибюлей, машинных залах тяговых подстанций, душевых, гардеробах, кладовых и др.).

В помещениях, где предполагается длительное пребывание обслуживающего персонала (кабинеты, комнаты отдыха, нарядные, буфеты, медпункты и др.), следует устанавливать электрорадиаторы РБЭ-1 или «Иссык-куль». Установка в каждом помещении индивидуальных отопительных электронагревателей допускает создание микроклимата в нем в зависимости от индивидуальных особенностей людей, а также создает условия для экономии электроэнергии в связи с возможностью отключения приборов в тех помещениях, где отсутствует персонал. Эти положительные стороны отсутствуют в центральных системах воздушного отопления, поэтому, как правило, они не применяются в сооружениях метрополитена.

Теплопотери наземных помещений вестибюлей, требующих отопления, а также подземных помещений, ограждающие конструкции которых обращены не к грунту, а к другим помещениям или тоннелям, имеющим иную температуру воздуха, следует определять по СНиП II-Т.7—62 [46].

Теплопотери подземных помещений и отдельных сооружений метрополитена, требующих отопления, ограждающие конструкции которых обращены к грунту, следует определять по методике и формулам, изложенным в главе V. При этом, учитывая необхо-

димось создания достаточно быстрого нагрева воздуха в сооружении в первый период эксплуатации и возможность в последующем периодического отключения отдельных отопительных приборов, время z в формулах главы V следует принимать в пределах 750—1200 ч.

Расчетную поверхность отопительных приборов кассового зала следует увеличить на 30—40% для компенсации теплотерь от прорывающегося холодного воздуха не полностью задерживаемого воздушно-тепловыми завесами.

При определении теплопроизводительности нагревательных приборов, расположенных в помещениях, имеющих тепловыделяющее технологическое оборудование, следует учитывать минимальные устойчивые тепловыделения в первый период эксплуатации линии. При проветривании этих помещений воздухом с температурой ниже температуры воздуха помещения приборы отопления должны быть рассчитаны на подогрев этого воздуха, если на системе вентиляции не установлены калориферы. Это бывает главным образом при отоплении водоотливных установок. В остальной системе центрального водяного отопления вестибюлей следует проектировать в соответствии со СНиП II-Г.7—62 [46].

§ 3. Воздушно-тепловые завесы входов и выходов кассовых залов вестибюлей метрополитенов. Конструкция, результаты исследований и расчет

В подземных линиях метрополитенов наземные кассовые залы вестибюлей непосредственно связаны с наружной атмосферой через входы и выходы, а в подземных кассовых залах входы и выходы сообщены с поверхностью через уличные переходы, имеющие на конце лестничные сходы или эскалаторы.

Иногда лестничные сходы, а эскалаторы обязательно перекрываются павильонами.

Наблюдения за эксплуатацией метрополитенов показали, что через дверные проемы кассовых залов вестибюлей врываются наружные потоки воздуха, связанные с явлением дутья при движении поездов (см. § 7 главы VII). В холодный период года эти потоки воздуха значительно охлаждают кассовые залы и ухудшают условия эксплуатации метрополитена. Причем в большей степени это сказывается на станциях мелкого заложения, чем на станциях глубокого заложения.

Для предотвращения этих явлений в тамбурах входов и выходов между двумя линиями дверей устраиваются воздушно-тепловые завесы.

С целью выявления взаимовлияющих причин на врывание наружных потоков воздуха через дверные проемы в кассовые

залы вестибюлей метрополитена и на их охлаждение Метрогипротрансом с декабря 1966 по февраль 1967 г. под руководством автора на Московском метрополитене были проведены комплексные испытания на четырех станциях мелкого заложения, имеющих различное расположение вестибюлей (станции «Проспект Вернадского», «Первомайская», «Профсоюзная» и «Молодежная»), и на станции глубокого заложения — «Добрынинская». Все входы и выходы этих станций оборудованы воздушно-тепловыми завесами.

Во время испытаний определялись величины колебания давления и разрежения на платформах станций и в кассовых залах вестибюлей, а также количество потоков воздуха, врывающегося через дверные проемы в кассовые залы и уходящего из кассовых залов наружу (в зависимости от входа и ухода поездов со станции по каждому ее пути).

Испытания проводились при нормальном движении пассажиров и размерах движения от 16 до 36 пар 6-вагонных поездов в час.

Результаты испытания приводят к следующим основным выводам:

скорость воздушных потоков, врывающихся из перегонных тоннелей на станцию, зависит от скорости входа поезда на станцию и частично от производительности работающей системы тоннельной вентиляции и мало зависит от частоты движения поездов;

максимальные значения скорости движения воздуха у торцов станций достигают 10 м/с при скорости движения входящего на станцию и уходящего со станции поезда порядка 13 м/с;

амплитуда колебания давления на станции и в кассовых залах вестибюлей находится в непосредственной зависимости от скорости входа и ухода поезда со станции; при резком уменьшении скорости входа и ухода поезда со станции колебание давлений на станции, а в особенности в вестибюлях уменьшается;

как правило, разрежение и давление сказываются как на станциях, так и в кассовых залах вестибюлей от совместных действий двух поездов, движущихся по разным тоннелям, уходящих со станций и входящих на станцию не обязательно одновременно;

среднее значение разрежения и давления по платформе станций составляет 5 кгс/м² и максимально кратковременное — 10 кгс/м²;

колебание давления в кассовых залах вестибюлей имеет более четкое (чем на платформе) выраженный характер и периодичность соответствующую частоте движения поездов;

амплитуда колебания давлений в кассовых залах вестибюлей имеет большее значение, чем на платформах и достигает в среднем ± 6 кгс/м², а максимально кратковременное ее значение равно ± 15 кгс/м²;

период действия разрежения, давления и нейтрального положения в среднем за час наблюдений по всем станциям как на платформе, так и в кассовом зале вестибюлей вне зависимости от частоты движения поездов составляло соответственно 35—45; 35—45 и 30—10%;

вследствие периодического появления разрежения в кассовых залах вестибюлей в них также периодически прорываются через дверные проемы наружные потоки воздуха;

на колебание давления в кассовых залах вестибюлей и количество врывающегося наружного воздуха не оказывает влияние работают или не работают воздушно-тепловые завесы на входах и выходах;

работа тоннельной вентиляции при условии превалирования притока со стороны перегона над вытяжкой со станции несколько уменьшает количество врывающегося наружного воздуха через дверные проемы кассовых залов, но не являются решающим;

установка дверей в пешеходном переходе (между вестибюлем и станцией) повышает амплитуду колебания давления в вестибюле по сравнению с вестибюлем на противоположном конце станции, не имеющим дополнительных дверей в переходе, но все же несколько уменьшает прорыв в кассовый зал наружных потоков воздуха;

размеры движения мало сказываются на величину максимумов и минимумов давлений и разрежений, но сглаживают амплитуду их колебаний при больших размерах движений;

скорость движения воздуха в дверных проемах кассовых залов вестибюлей изменяется по времени как по величине, так и по направлению, повторяя периодичность изменения колебаний давления в кассовом зале, и составляет от 0,3 до 3,5 м/с;

на станциях глубокого заложения, как правило, скорости движения воздушных потоков в дверных проемах кассовых залов несколько ниже, чем на станциях мелкого заложения;

действующие гравитационные силы несколько смягчают явление разрежения в кассовых залах вестибюлей.

Опыт проектирования и эксплуатации отечественных метрополитенов в широкой зоне климатических условий различных городов Советского Союза (см. приложение 5), а также проведенные испытания приводят к следующим рекомендациям в части решения защиты входов и выходов кассовых залов вестибюлей от воздействия наружной атмосферы.

В климатических районах, в которых средняя температура самого холодного месяца $t > 0^{\circ}\text{C}$, дверные проемы вестибюлей входов и выходов наружу могут выполняться с решетчатыми дверьми.

В климатических районах, в которых средняя температура за отопительный сезон (что соответствует расчетной температуре холодного периода года для тоннельной вентиляции) $t > 0^{\circ}\text{C}$, дверные проемы входов и выходов подземных вестибюлей,

соединенные с подземными уличными переходами, должны выполняться с одной линией сплошных дверей, а при $t < 0^\circ\text{C}$ — с двумя линиями сплошных дверей, образующих тамбуры.

Таковыми же двумя линиями дверей, образующих тамбуры, следует выполнять дверные проемы входов и выходов наземных вестибюлей, обращенных наружу, в климатических районах со средней температурой за отопительный сезон $t < +4^\circ\text{C}$.

Тамбуры необходимо оборудовать воздушно-тепловыми завесами.

Учитывая специфические условия метрополитена (поршневое действие движущихся поездов), существующие методы расчета и конструкции воздушно-тепловых завес для гражданских и промышленных зданий не могут быть использованы [6, 51, 64, 67].

Так как скорости наружных воздушных потоков, врывающихся в дверные проемы входов и выходов кассовых залов вестибюлей, значительны, то в задачу воздушно-тепловых завес входит не шибирующие их действия (с целью ограничения количества врывающегося воздушного потока), а подача в тамбур между двумя линиями дверей нагретого воздуха, в количестве и с такой температурой, чтобы после смеси с врывающимся наружным потоком температура смешанного воздуха была бы не ниже расчетной минимальной температуры для кассового зала ($t \geq +5^\circ\text{C}$).

Для этого между входными и выходными тамбурами по наружной стене кассового зала на уровне его или под ним устраивается вентиляционно-калориферная установка. Она оборудуется отдельно для группы дверей входа и для группы дверей выхода кассового зала рис. 7.Х.

Каждая группа дверей оборудуется центробежным вентилятором и калориферами.

Тип калорифера определяется характером энергии, используемой для теплоснабжения вестибюля (перегретая вода, пар низкого давления, вода с температурой $95-70^\circ\text{C}$, электроэнергия).

Так как вентиляция кассового зала обычно осуществляется за счет превалирования притока над вытяжкой тоннельной вентиляции, то воздух для воздушно-тепловых завес (с целью экономии тепла) забирается из кассового зала через решетки, расположенные над полотнами дверей или сбоку у них. Забираемый из кассового зала воздух поступает на калориферы, подогревается до температуры $t_3 = +35^\circ\text{C}$ и вентилятором нагнетается в тамбур через жалюзийные решетки или сетки со скоростью не более $v_{\text{ж}} = 6$ м/с. Жалюзийные решетки располагаются у боковых поверхностей тамбуров на высоте: низ решеток — не менее 0,3 м, а верх — не более 1,5 м.

Для снижения шума в кассовом зале до уровня [40], предусматриваемого санитарными нормами (см. § 5 главы VIII), вентиляционная камера воздушно-тепловой завесы оборудуется шумоглушителями, в качестве которых, как правило, исполь-

зуются блоки размером $180 \times 180 \times 360$ мм из звукопоглощающего бетона со сквозными порами. Управление воздушно-тепловыми завесами должно осуществляться с центрального командного пункта всеми линиями метрополитена, путем включения и отключения вентиляторов и калориферов.

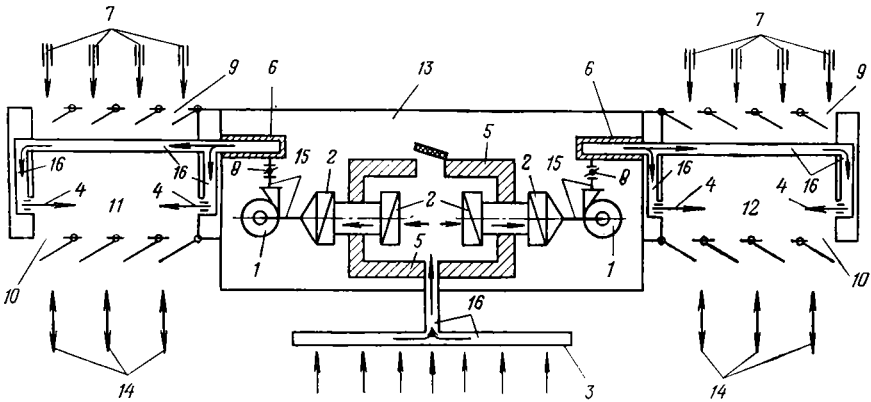


Рис. 7.Х. Схема системы воздушно-тепловой завесы для входа в кассовый зал вестибюля и выхода из него:

1 — вентилятор центробежный с электродвигателем; 2 — калориферы; 3 — воздухозабор из вестибюля; 4 — подача воздуха в тамбур между двумя линиями наружных дверей; 5 — панельные глушители вентиляторного шума из блоков звукопоглощающего бетона; 6 — трубочатые глушители шума; 7 — направление потоков врывающегося наружного холодного воздуха; 8 — дроссель-клапаны; 9 — 1-я линия дверей; 10 — 2-я линия дверей; 11 — входной тамбур; 12 — выходной тамбур; 13 — вентиляционная камера завесы; 14 — направление действия воздушных потоков в вестибюле от поршневого эффекта движения поездов в метрополитене; 15 — воздухоходы; 16 — воздушные каналы

В результате преобразования уравнения Дарси-Вейсбаха (3.VI) и (12.VII) в соответствии с физическими процессами явлений, происходящих при врывании через дверные проемы в кассовые залы наружных потоков воздуха, а также, учитывая приведенные выше данные, полученные при испытании воздушно-тепловых завес, количество врывающегося наружного воздуха через дверные проемы кассового зала определяется по формуле

$$G_H = 3600 z_{\text{ч}} \mu_1 \mu_2 \sum_{i=1}^n F_{\text{дв}} \sqrt{2g \Delta P \gamma_{\text{во, нар}}} \quad \text{кг/ч.} \quad (1.X)$$

Расчетная разность давлений снаружи и внутри кассового зала, учитывающая разрежение, создаваемое движущимися поездами, действием гравитационных сил, аэродинамическими характеристиками поездов, перегонных тоннелей, лестничных и эскалаторных входов, кассовых залов и действием тоннельной вентиляции, определяется по формуле

$$\Delta P = \frac{1}{2} \frac{v_{\text{п. ст}}^2 \gamma_{\text{во, т}}}{2g} \sqrt{\frac{F_{\text{в}}}{F_{\text{ист, т}}} \cdot \frac{F_{\text{кас}}}{F_{\text{л}}}} \xi_1 \xi_2 - H_{\Gamma} (\gamma_{\text{во, нар}} - \gamma_{\text{во, т}}) - P_{\text{вент}}, \quad \text{кгс/м}^2. \quad (2.X)$$

Из уравнения теплового баланса определяем производительность воздушно-тепловой завесы

$$G_3 = G_n \frac{t_B - t_H}{t_3 - t_B}, \text{ кг/ч.} \quad (3.X)$$

Расход тепла на завесы, восполнение которого должны обеспечить калориферы, определяется по формуле

$$Q_3 = 0,24G_3 (t_3 - t_B), \text{ ккал/ч.} \quad (4.X)$$

В формулах (1.X), (2.X), (3.X), (4.X) приняты следующие обозначения: z_n — доля часа, в течение которой при движении поездов наблюдается разрежение в кассовом зале ($z_n = 0,35 \div 0,45$); μ_1 — коэффициент расхода воздуха через тамбуры входа и выхода, зависящий от числа линий дверей в них, включая примыкающие уличные переходы (коэффициент μ_1 равен 0,53; 0,44 и 0,38 при двух, трех и четырех линиях дверей соответственно); μ_2 — коэффициент, учитывающий условия работы завесы в зависимости от числа пассажиров, проходящих в течение 1 ч через одну дверь (с шириной свободного прохода 0,75 м) тамбура (коэффициент μ_2 равен 0,14; 0,17; 0,21; 0,27; 0,38 при числе пассажиров, равном соответственно 500; 1000; 2000; 3000; 4000);

$\sum_{i=1}^n F_{\text{дв}}$ — суммарная площадь дверных проемов, приходящаяся на одну воздушно-тепловую завесу входов или выходов в одной линии дверей, м^2 ; g — ускорение силы тяжести — $9,81 \text{ м/с}^2$; $\gamma_{\text{во. нар}}$, $\gamma_{\text{во. т}}$ — плотность воздуха соответственно при расчетной наружной отопительной температуре и при температуре в холодный период года на уровне платформы станции, кг/м^3 ; $v_{\text{п. ст}}$ — максимальная скорость ухода поезда со станции, м/с ; F_B — площадь поперечного мидельного сечения вагона (см. табл. 4.IV), м^2 ; $F_{\text{ист. т}}$ — истинная площадь сечения перегонного тоннеля (см. табл. 5. IV), м^2 ; $F_{\text{кас}}$ — площадь поперечного сечения кассового зала, перпендикулярная к продольной оси лестничного или эскалаторного входа на платформу станции, м^2 ; F_n — площадь поперечного сечения лестничного или эскалаторного входа на платформу станции, примыкающего к кассовому залу, м^2 ; H_r — геометрическая высота от уровня платформы станции до поверхности земли, м ; ξ_1 — коэффициент, учитывающий снижение разрежения перед линией дверей со стороны кассового зала в зависимости от числа поворотов ($\xi_1 = 1$ при расположении дверей непосредственно против лестницы или эскалатора; коэффициент ξ_1 равен 0,94; 0,88 и 0,83 соответственно при одном, двух и трех поворотах); ξ_2 — коэффициент, учитывающий снижение разрежения в кассовом зале в зависимости от наличия противодутьевых сбоек площадью $90-120 \text{ м}^2$ в торцах станций ($\xi_2 = 1$ — при отсутствии сбоек; $\xi_2 = 0,76$ — при наличии сбойки с одного торца станции; $\xi_2 = 0,61$ — при наличии сбоек с двух торцов станции); $P_{\text{вент}}$ — давление в кассовом зале

от работы тоннельной вентиляции при условии превышения притока над вытяжкой в холодный период года ($P_{\text{вент}} = 0,5 \div 2 \text{ кгс/м}^2$); t_n , t_b и t_3 — соответственно расчетная температура наружного воздуха, расчетная минимальная температура воздуха в кассовом зале и температура нагретого в калориферах воздуха, подаваемого в тепловую завесу, °С.

Температуру нагретого в калориферах воздуха, подаваемого в завесу, рекомендуется принимать $t_3 = 35 \div 40^\circ \text{С}$ [46].

Пример 1. Определить производительность и расход тепла тепловой завесы отдельно для группы дверей, расположенных на входе и выходе из кассового зала вестибюля при следующих исходных данных. Поезда уходят со станции со скоростью $v_{\text{п.ст}} = 55 \text{ км/ч}$ (15,3 м/с). С двух торцов станции имеются противодутьевые сбойки площадью по 100 м^2 . Высота поверхности земли над платформой станции $H_{\text{г}} = 9 \text{ м}$; $F_{\text{з}} = 9,0 \text{ м}^2$; $F_{\text{ист.т}} = 16,38 \text{ м}^2$, $F_{\text{кас}} = 52 \text{ м}^2$, $F_{\text{л}} = 21 \text{ м}^2$. Расчетная температура воздуха на станции в холодный период года $t_{\text{ст}} = 11^\circ \text{С}$ и соответствующий ей плотность воздуха $\gamma_{\text{во.т}} = 1,243 \text{ кг/м}^3$. Расчетная температура наружного воздуха $t_n = -26^\circ \text{С}$ и соответствующий ей плотность воздуха $\gamma_{\text{во.нар}} = 1,429 \text{ кг/м}^3$, $z_{\text{ч}} = 0,40$, $t_3 = 35^\circ \text{С}$ и соответствующий ей $\gamma_{\text{во.з}} = 1,146 \text{ кг/м}^3$. На входах и выходах в кассовый зал расположены по две линии дверей, образующие тамбуры. В каждой линии размещаются по четыре двери размерами $0,85 \times 2,75$ (высота двери 2,75 м). Расчетное число пассажиров, входящих в часы пик в вестибюль, равно 11 500. Расчетное число пассажиров, выходящих из него, тоже равно 11 500. Линия дверей входов и выходов располагается перпендикулярно к продольной оси лестницы, соединяющей кассовый зал с платформой станции. Тоннельная вентиляция создает подпор в кассовом зале $P_{\text{вент}} = 1 \text{ кгс/м}^2$.

1. По формуле (2.X) определяем расчетную среднюю разность давлений снаружи и внутри кассового зала

$$P = \frac{1}{2} \frac{15,3^2 \cdot 1,243}{2 \cdot 9,81} \sqrt{\frac{9}{16,38} \cdot \frac{52}{21}} \cdot 1 \cdot 0,61 - 9(1,429 - 1,243) - 1,0 = 2,63 \text{ кгс/м}^2.$$

2. Определяем количество пассажиров, проходящихся на одно полотно двери тамбура,

$$\frac{11\,500}{4} = 2875 \text{ пассажиров.}$$

При данном количестве пассажиров принимаем значение коэффициента $\mu_2 = 0,27$.

3. По формуле (1.X) определяем количество прорывающегося наружного воздуха в кассовый зал через один тамбур

$$G_n = 3600 \times 0,4 \times 0,53 \times 0,27 \times 4 \times 0,85 \times 275 \sqrt{2 \times 9,81 \times 2,63 \times 1,429} = 16\,600 \text{ кг/ч.}$$

Количество прорывающегося воздуха в объемном выражении

$$L_n = \frac{16\,600}{1,429} = 11\,700 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

4. По формуле (3.X) определяем производительность воздушно-тепловой завесы на один тамбур входа или выхода

$$G_3 = 16\,600 \frac{5+26}{35-5} = 17\,200 \text{ кг/ч}.$$

Производительность воздушно-тепловой завесы в объемном выражении

$$L_3 = \frac{17\,200}{\frac{1,270+1,146}{2}} = 14\,200 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

5. По формуле (4.X) определяем расход тепла на одну завесу

$$Q_3 = 0,24 \cdot 17\,200 (35-5) = 123\,500 \text{ ккал/ч}.$$

6. Определяем суммарный расход тепла на две воздушно-тепловые завесы вестибюля

$$\sum_{i=1}^n Q_3 = 2 \cdot 123\,500 = 247\,000 \text{ ккал/ч}.$$

§ 4. Обогрев ступеней лестничных сходов с поверхности в метрополитен. Опыт эксплуатации, конструкция и расчет

Опыт эксплуатации лестничных сходов в районах с средней температурой самого холодного месяца ($t < 0^\circ \text{C}$) показал, что открытые с поверхности лестничные сходы, ступени которых смачиваются атмосферными осадками (в том числе снег), после подмораживания становятся скользкими и опасными для движения. Прикрытые с поверхности не утепленными павильонами, они также смачиваются и заносятся осадками и снегом, вносимыми обувью пассажиров, и также становятся труднопроходимыми при подмораживании.

Единственный надежный и практически осуществимый способ решения этой проблемы является организация подогрева ступеней таким образом, чтобы при снегопадах обеспечивались оттаивание снега и высушивание поверхности, а при дождевых осадках — высушивание поверхностей ступеней в такой степени, чтобы было исключено образование на ней наледи при отрицательных температурах. Для осуществления этого на наружной поверхности ступеней в процессе оттаивания и высушивания достаточно иметь температуру $\tau = 2,5 \div 3^\circ \text{C}$ при любой наружной. При этом в целях экономии энергии целесообразно включать

подогрев ступеней только тогда, когда после выпадения дождевых осадков появляются отрицательные температуры или всегда при выпадении снега до высушивания поверхности ступеней. Исходя из этого в отечественных метрополитенах в районах со средней температурой самого холодного месяца $t < 0^\circ \text{C}$ все сходы с поверхности обязательно оборудуются обогревом.

Осадки со ступеней лестничных сходов стекают до нижней площадки, на уровне пола которой, примыкая к ступеням, располагается чугунная решетка, через которую осадки поступают в яму под решеткой. Из ямы осадки по водосточной трубе стекают в резервуар водоотливной насосной установки, откуда периодически стационарными насосами перекачиваются в городской водосток.

Твердый осадок из подрешеточной ямы периодически смывается водопроводной водой через специальные насадки в резервуар водоотливной насосной установки, откуда после взмучивания также перекачивается в городской водосток.

Подогрев ступеней лестничных сходов может быть решен по следующим схемам.

1. **В о д я н а я** — при помощи трубчатых регистров, расположенных внутри конструкции или под каждой ступенью лестничного схода. В регистры подается перегретая вода или вода от обратной магистрали районной или городской теплосети или из местной близ расположенной котельной.

2. **В о д о в о д я н а я** — при помощи трубчатых регистров, расположенных внутри конструкции или под каждой ступенью лестничного схода. В регистры вода подается из скоростных бойлеров-теплообменников циркуляционными насосами и возвращается в эти теплообменники. Циркулирующая вода теплообменников может подогреваться водой от городской или районной теплосети, а также водой или паром от близ расположенной котельной.

3. **А н т и ф р и з о в а я** — аналогична предыдущей, но вместо воды в регистрах циркулирует антифриз.

4. **П а р о в а я** — аналогична схеме 1, но с подачей в регистры пара от близ расположенной котельной и возвратом в эту котельную конденсата.

5. **В о з д у ш н а я** — при помощи устройства под ступенями вдоль лестничных сходов двух воздушных каналов, изолированных плотно между собой. Одной из стенок в каждом канале являются ступени лестничных сходов, через которые осуществляется обогрев ступеней. В каналах центробежным вентилятором циркулируется воздух и подогревается калорифером до максимально возможной температуры. К калориферу перегретая вода или пар подаются от городской или районной теплосети или от близ расположенных котельных.

6. **Э л е к т р и ч е с к а я** — с т р у б ч а т ы м и н а г р е в а т е л я м и (ТЭН), расположенными в специальных полостях

под каждой ступенью, и подачей к ТЭН электротока напряжением не более 48 В. Низкое напряжение принято из соображений техники безопасности. Для создания такого напряжения устанавливается специальный понижающий трансформатор 380/48 В.

7. Электрическая — с закладкой в ступени лестничных сходов специальных экранированных кабелей, допускающих на поверхности их температуру до 120°C с напряжением 127 В при безопасной эксплуатации.

Каждая из перечисленных схем имеет свои недостатки и положительные стороны, которые сводятся к следующему. Все схемы, использующие воду или пар в качестве агента для передачи тепла ступеням, имеют между собой также ряд положительных и отрицательных сторон; но главный их недостаток заключается в том, что в течение холодного периода года они должны быть всегда включены и в течение всего этого периода постоянно расходовать тепло. Периодически их включение и отключение в течение холодного периода года даже со спуском воды эксплуатационно очень сложно и приводит к их замораживанию, что неоднократно имело место на практике. В этом отношении несколько лучше система с применением антифриза, который допускает его незамерзание практически при любой наружной отрицательной температуре в городах, имеющих метрополитены. Однако оборудование этой системы достаточно сложно и требует значительных капитальных и эксплуатационных затрат, поэтому на практике она не применяется.

Воздушная схема при всей своей внешней привлекательности достаточно сложна конструктивно в части трудности обеспечения плотности между параллельными воздушными каналами, а также повышенным расходом тепла на увеличенную обогреваемую поверхность, в связи с чем она также не применяется.

Наиболее целесообразны электрические схемы, позволяющие надежно их эксплуатировать периодически по мере необходимости и получать непосредственно под ступенями, достаточно быстро необходимую температуру. Из этих схем самая простая схема 7 с применением экранированных кабелей, которая в отечественной практике из-за крайней дефицитности кабеля не применяется.

Наиболее широкое применение имеет схема 6 с ТЭН под ступенями, которая, несмотря на значительно более высокую эксплуатационную стоимость электроэнергии, чем теплосетевой воды, в эксплуатации оказывается самой простой, практически безаварийной, а поэтому и весьма надежной. На рис. 8.Х приведен общий вид лестничного схода с поверхности, в полости ступеней которого располагаются ТЭН. Абсолютной герметичности ступеней добиться практически не представляется возможным и незначительная часть влаги через швы между ступенькой и ее торцом проникает в полость для ТЭН. Поэтому в целях долговечности

трубки для ТЭН применяются из слаболегированной нержавеющей стали.

Общий вид ступени с ТЭН приведен на рис. 9.Х. Клеммы ТЭН выводятся за пределы подступенчатых полостей, к которым присоединяется кабель, далее идущий к понижающему трансформатору. Характеристика ТЭН: диаметр трубки $d_n = 16$ мм, длина трубки $l = 1520$ мм, а рабочая длина трубы $l_{\text{раб}} = 3274$ мм, мощность $N = 0,35$ кВт при напряжении 48 В. Максимальная температура внешней поверхности трубки ТЭН $\tau_{\text{тр}} = 300^\circ \text{C}$.

Наблюдения показывают, что частота повторяемости, непрерывная продолжительность и интенсивность снежных осадков в любых климатических районах зависят от наружной температуры воздуха t_n и, как правило, снижаются, по мере понижения наружных температур.

Данные метеорологических наблюдений в Москве в среднем за 10 лет (с 1949 по 1959 г.) подтверждают эту зависимость (табл. 4.Х).

Т а б л и ц а 4.Х

Показатели	В среднем за 10 лет (с 1949 по 1959 г.)	Максимально в 1956—1957 гг.	Минимально в 1949—1950 гг.
Общее количество случаев снегопадов в год	137	174	108
То же только при $t_n \leq -10^\circ \text{C}$	25	50 *	11 **
Суммарная продолжительность снегопадов за год, ч	1088	1492	806
То же, только при $t_n \leq -10^\circ \text{C}$	237	423 *	107 **
Количество случаев снегопадов при $t_n \leq -10^\circ \text{C}$ к общему количеству случаев в течение года, %	18,3	28,7	9,3
Продолжительность снегопадов при $t_n \leq -10^\circ \text{C}$ к суммарной продолжительности в течение года, %	21,8	28,4 *	13,3
Максимальная интенсивность снежных осадков, мм/ч	11	11 ****	—
Продолжительность снежных осадков с максимальной интенсивностью 9—11 мм/ч при минимальной температуре $t_n = -10^\circ \text{C}$, ч	1,2	12 ****	—
Минимальная температура воздуха при максимальной интенсивности снежных осадков, $^\circ \text{C}$	≥ -10	—	-10^*
Продолжительность стояния $t_n \leq -10^\circ \text{C}$ к общей продолжительности стояния отрицательных температур, %	30	—	—
То же, $t_n \leq -12^\circ \text{C}$, %	22	—	—

* 1953—1954 гг.

** 1951—1952 гг.

*** 1957—1958 гг.

**** 1950—1951 гг.

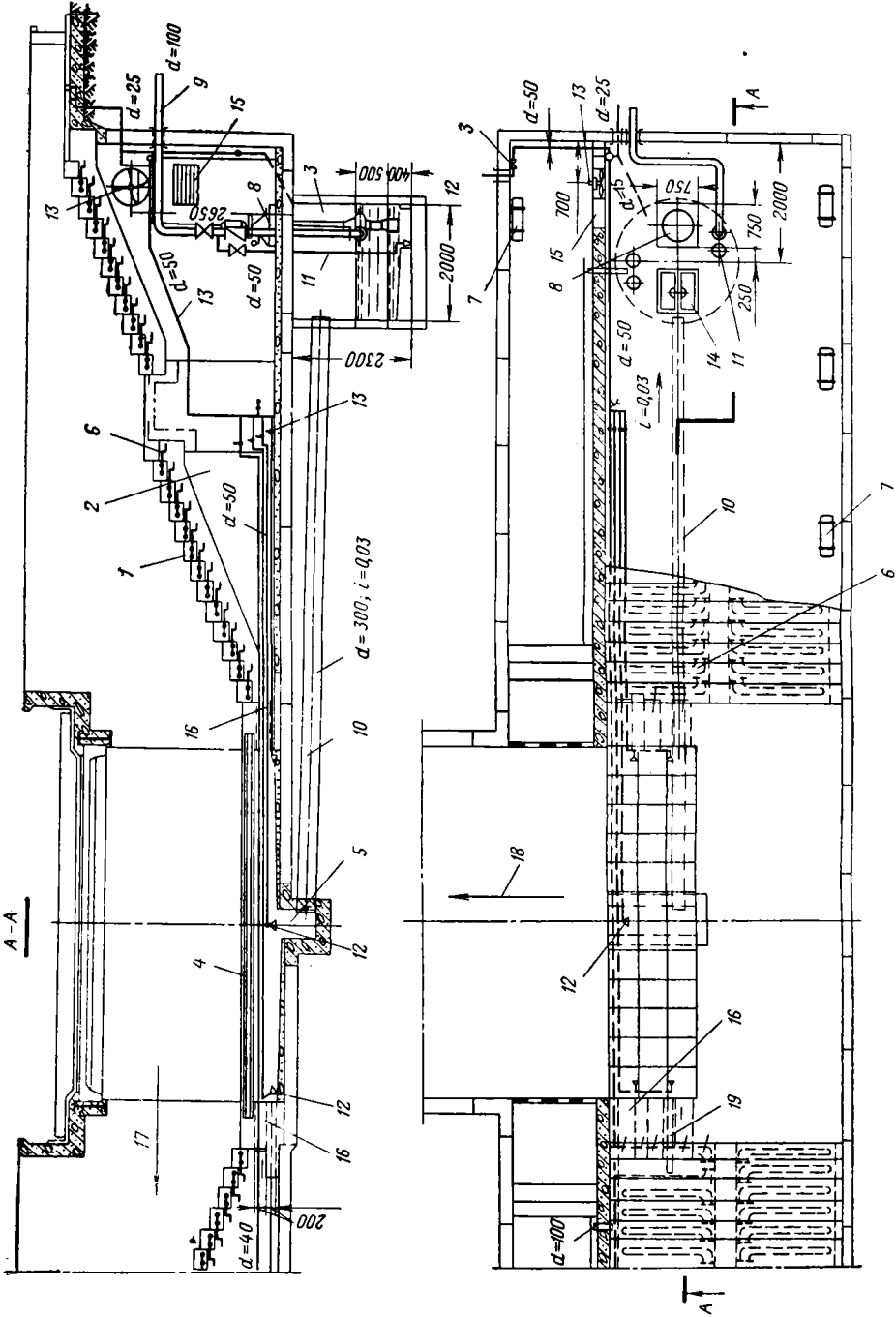


Рис. 8.Х. Общий вид лестничного схода с трубчатыми электронагревателями ТЭН под ступенями:

1 — лестничный сход; 2 — подлестничное помещение; 3 — резервуар водоотливной установки; 4 — подложная чугунная решетка лестничного схода; 5 — подрешеточная яма с приемным колодезем; 6 — трубчатый электронагреватель ТЭН; 7 — электроцепи типа ЦТ ($N = 1$ кВт); 8 — насос вентиляционный водоотливной установки; 9 — напорная труба диаметром $d = 100$ мм в городской водосток; 10 — труба чугунная самонесущая диаметром $d = 300$ мм; 11 — труба для вакуумирования осадка; 12 — смывная насадка; 13 — водопроводная труба для смыва грунта; 14 — люк в резервуар водоотливной установки; 15 — дверь с решеткой; 16 — отверстие для вентиляции; 17 — к противоложному ступеню; 18 — к подвешенному вестибюлю метрополитена; 19 — волосяточная труба ($d = 100$ мм, $i = 0,01$) из подлестничного помещения в подрешеточную яму

Примерно подобные закономерности наблюдаются и в других городах с наружной температурой самого холодного месяца $t < 0^\circ \text{C}$.

Многолетняя эксплуатация обогревающих устройств ступеней лестничных сходов с поверхности в кассовые залы вестибюлей Московского метрополитена, рассчитанных на поддержание температуры поверхности ступеней $\tau_1 \geq 3^\circ \text{C}$ при наружной температуре не выше $t_n = -10^\circ \text{C}$ показала, что устройства справляются с оттаиванием снега и обеспечивают незамерзание поверхности ступеней. При этом, как правило, не создаются неблагоприятные условия и при более низких температурах, а удельная тепловая мощность обогревающих устройств горизонтальной поверхности ступеней обеспечивает оттаивание снега на лету, когда снег тает на открытой поверхности схода без его накапливания, и составляет $300-350$ ккал/м²·ч.

На основании накопившегося опыта проектирования и эксплуатации обогревающих устройств лестничных сходов по ряду городов Советского Союза для определения характеристики обогревающих устройств можно руководствоваться следующими положениями:

обогревание ступеней лестничных сходов в метрополитен рекомендуется для городов, имеющих наружную температуру самого холодного месяца $t < 0^\circ \text{C}$; расчетную наружную температуру воздуха t_n следует принимать по данным многолетних наблюдений (за 10 лет и более), ниже которой число случаев выпадения снега, а также их суммарная продолжительность не превышали 20% общего числа случаев и общей их продолжительности за год;

расчетную наружную температуру поверхности ступеней следует принимать $\tau_1 \approx 3^\circ \text{C}$;

тепловая мощность обогревающих устройств горизонтальной наружной поверхности ступеней должна обеспечивать оттаивание снега налету при максимальной интенсивности снегопада h_c (мм/ч) с непрерывной продолжительностью более 1 ч для принятой расчетной наружной температуры воздуха.

Необходимая тепловая мощность обогревающих устройств горизонтальной поверхности ступени схода для оттаивания снега налету определяется по формуле

$$Q_{c.r} = F_{c.r} h_c \gamma_c [c_c (t_c - t_n) + i_c], \text{ ккал/ч}, \quad (5.X)$$

где $F_{c.r}$ — площадь горизонтальной поверхности одной ступени, м²; h_c — расчетная интенсивность

снегопада (толщина слоя), м/ч; γ_c — плотность снега ($\gamma_c = 50 \div 800$; в условиях его выпадения и таяния налету можно принимать $\gamma_c = 250 \div 450$), кг/м³; c_c — удельная теплоемкость снега при 0°С — 0,55 ккал/кг; $t_c = 0^\circ\text{C}$ — температура таяния снега;

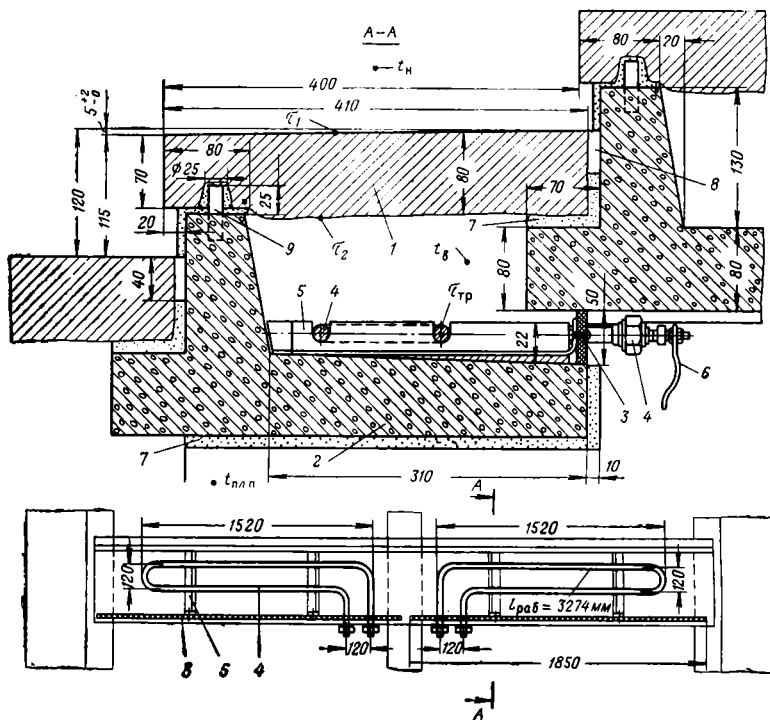


Рис. 9.X. Общий вид ступени лестничного свода с трубчатым электронагревателем ТЭН:

1 — ступень гранитная; 2 — подступенчатые железобетонные конструкции; 3 — полоса асбцементная (размером 1850 × 50 мм, $\delta = 9$ мм); 4 — трубчатый электронагреватель ТЭН ($l = 1520$ мм; $l_{\text{раб}} = 3274$ мм; $N = 0,35$ кВт; $d_H = 16$ мм) типа НВСЖ-3274/0,35 (нержавеющая сталь); 5 — угольник алюминиевый (размером 27 × 27 × 2 мм, $l = 330$ мм, сила АД-31); 6 — кабель; 7 — цементно-песчаный раствор марки 100; 8 — шов заполняется водонепроницаемой мастикой; 9 — ширин из нержавеющей или оцинкованной стали; t_H ; τ_1 ; τ_2 ; t_B ; $\tau_{\text{тр}}$ и $t_{\text{пл. п}}$ — температуры соответственно наружная, наружной и внутренней поверхностей ступени, подступенчатой воздушной полости, поверхности ТЭН и подлестничного помещения

t_H — расчетная наружная температура воздуха, °С; i_c — скрытая теплота таяния снега ($i_c = 80$), ккал/кг.

Известно, что зависимость при стационарном тепловом потоке [35], связывающая наружную температуру t_H , температуру наружной поверхности ступеньки τ_1 и тепловой поток $Q_{c, r}$ (см. рис. 9.X), выражается в виде

$$Q_{c, r} = F_{c, r} \cdot \alpha_H (\tau_1 - t_H), \text{ ккал/ч.} \quad (6.X)$$

Из формулы (6.X) получим

$$\tau_1 = \frac{Q_{с.г} + F_{с.г} \alpha_n t_n}{F_{с.г} \alpha_n} \geq 3, \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (7.X)$$

Необходимая температура внутренней поверхности в подступенечной полости ступени τ_2 (см. рис. 9.X) определяется из известной формулы [35]

$$Q_{с.г} = F_{с.г} \frac{\lambda_{с.г}}{\delta_{с.г}} (\tau_2 - \tau_1), \text{ ккал/ч.} \quad (8.X)$$

Откуда

$$\tau_2 = \frac{Q_{с.г} + F_{с.г} \cdot \frac{\lambda_{с.г}}{\delta_{с.г}} \cdot \tau_1}{F_{с.г} \cdot \frac{\lambda_{с.г}}{\delta_{с.г}}}, \text{ } ^\circ\text{C,} \quad (9.X)$$

где $\lambda_{с.г}$ — коэффициент теплопроводности материала горизонтальной поверхности ступени (для гранита $\lambda_{с.г} = 3$), ккал/м·ч·°C; $\delta_{с.г}$ — толщина горизонтальной поверхности ступени (для гранита $\delta_{с.г} = 0,08$), м; α_n — коэффициент теплоотдачи наружной поверхности ступени ($\alpha_n = 20$), ккал/м²·ч·°C [48].

Необходимая температура воздуха в воздушной полости ступеньки t_b , где размещаются обогреватели, определяется из известной формулы [35]

$$Q_{с.г} = F_{с.г} \alpha_b (t_b - \tau_2), \text{ ккал/ч.} \quad (10.X)$$

Откуда

$$t_b = \frac{Q_{с.г} + F_{с.г} \alpha_b \tau_2}{F_{с.г} \alpha_b}, \text{ } ^\circ\text{C,} \quad (11.X)$$

где α_b — коэффициент тепловосприятия внутренней горизонтальной поверхности ступени, обращенной к воздушной подступенчатой полости ступеньки ($\alpha_b = 7,5$), ккал/м²·ч·°C [48].

Количество тепла, которое теряется наружу через вертикальную часть железобетонного подступенка, определяется по формуле

$$Q_{\text{под}} = F_{\text{под}} K_{\text{под}} (t_b - t_n), \text{ ккал/ч,} \quad (12.X)$$

где $F_{\text{под}}$ — площадь вертикальной поверхности железобетонного подступенка, обращенного наружу, м²; $K_{\text{под}}$ — коэффициент теплопередачи вертикальной части железобетонного подступенка, обращенного наружу ($K_{\text{под}}$ определяется по формуле (44.VI), ккал/м²·ч·°C).

Расчетная температура воздуха в подлестничном помещении определится из уравнения теплового баланса

$$Q_{п.с.п} + Q_{от} = Q_{гр}, \quad (13.X)$$

где $Q_{п.с.п}$ — количество тепла, поступающего через железобетонную поверхность из подступенечной полости каждой ступени в подлестничное помещение, ккал/ч; $Q_{от}$ — количество тепла,

выделяемое обогревателями подлестничного помещения, ккал/ч; $Q_{гр}$ — количество тепла, поступающего в грунт из подступенечного помещения, ккал/ч; n_c — число ступеней в лестничном ходе;

$$Q_{п. с. п} = F_{п. с. п} K_{п. с. п} (t_{в} - t_{п. л. п}), \text{ ккал/ч}; \quad (14.X)$$

$$Q_{гр} = F_{гр} K_z (t_{п. л. п} - t_{гр}), \text{ ккал/ч}. \quad (15.X)$$

Из зависимостей (13.X), (14.X) и (15.X) определяем расчетную температуру воздуха подлестничного помещения при работе ТЭН

$$t_{п. л. п} = \frac{F_{п. с. п} K_{п. с. п} n_c t_{в} + F_{гр} K_z t_{гр} + Q_{от}}{F_{п. с. п} K_{п. с. п} n_c + F_{гр} K_z}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (16.X)$$

$Q_{от}$ определяется из соображения поддержания температуры воздуха в подлестничном помещении $t_{п. л. п} = 3-5^\circ\text{C}$ при расчетной температуре наружного воздуха $t_{н. о}$ (в период, когда обогревающие устройства ступеней не работают) по формуле

$$Q_{от} = F_{с. г} K_{с. г} n_c (t_{п. л. п} - t_{н. о}) + F_{гр} K_z (t_{гр} - t_{п. л. п}), \text{ ккал/ч}. \quad (17.X)$$

В формулах (16.X) и (17.X) $F_{п. с. п}$ — площадь поверхности подступенечной конструкции, обращенной к подлестничному помещению, м^2 ; $F_{гр}$ — площадь поверхности подлестничного помещения, обращенной к грунту, м^2 ; $K_{п. с. п}$ — коэффициент теплопередачи подступенечной конструкции, обращенной к подлестничному помещению (определяется по формуле (44.VI), $\text{ккал/м}^2 \times \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$; K_z — коэффициент теплопередачи при нестационарном потоке тепла из подлестничного помещения в грунт (определяется по методике, изложенной в § 12 главы V; для данного случая, как правило, можно принимать $K_z = 0,55-0,95$), $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$; $K_{с. г}$ — коэффициент теплопередачи многослойной конструкции, состоящей из горизонтальной ступени, подступенечной воздушной полости и железобетонной конструкции подступенечной полости, обращенной к подлестничному помещению (определяется по работе [48] или по формуле (44.VI), $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$; $t_{гр}$ — расчетная температура грунта у поверхностей, граничащих с подлестничным помещением (определяется по методике, изложенной в § 3 главы V), $^\circ\text{C}$.

Количество тепла, которое должно выделяться обогревателем для каждой ступени, определяется по формуле

$$\sum_{i=1}^n Q_{с} = 1,05 (Q_{с. г} + Q_{под} + Q_{п. с. п}), \text{ ккал/ч}. \quad (18.X)$$

Температура поверхности трубчатого электронагревателя ТЭН (см. рис. 9.X) определяется по формуле

$$t_{тр} = \frac{Q_{тр} + F_{тр} \alpha_{тр} t_{п}}{F_{тр} \alpha_{тр}}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (19.X)$$

где $Q_{тр}$ — количество выделяемого тепла, ккал/ч; и $F_{тр}$ — площадь наружной поверхности одного трубчатого нагревателя, м^2 .

Мощность электронагревателей для каждой ступени определяется по формуле

$$N_c = \frac{\sum_{i=1}^n Q_c}{864}, \text{ кВт.} \quad (20.X)$$

Пример. Определить необходимую мощность подступенечного электроподогревателя лестничных сходов метрополитена при следующих исходных данных. Расчетная температура наружного воздуха $t_{н.о} = -26^\circ \text{C}$. Расчетная наружная температура для обогревающих устройств лестничных сходов $t_n = -12^\circ$. Расчетная интенсивность снежных осадков продолжительностью более 1 ч равна 11 мм/ч. Площадь горизонтальной поверхности гранитной ступени $F_{с.г} = 1,36 \text{ м}^2$. Толщина ступени 0,08 м. Площадь вертикального железобетонного подступенка $F_{под} = 0,52 \text{ м}^2$. Средняя толщина подступенка 0,07 м. Площадь железобетонной подступенечной конструкции $F_{п.с.п} = 1,28 \text{ м}^2$. Средняя толщина подступенечной конструкции — 0,07 м. Толщина воздушной подступенечной полости — 0,13 м. Число ступеней в лестничном ходе $n_c = 28$ шт.

1. По формуле (5.X) определяем необходимую тепловую мощность обогревающих устройств горизонтальной поверхности ступени при $\gamma_c = 315 \text{ кг/м}^3$.

$$Q_{с.г} = 1,36 \times 0,011 \times 315 [0,55 (0 + 12) + 80] = 408 \text{ ккал/ч.}$$

2. По формуле (7.X) определяем необходимую температуру наружной поверхности ступени

$$\tau_1 = \frac{408 + 1,36 \cdot 7,5 \cdot 12}{1,36 \cdot 7,5} = 5,2^\circ \text{C.}$$

3. Принимая коэффициент теплопроводности гранитной ступени $\lambda_{с.г} = 3 \text{ ккал/ч} \cdot \text{м} \cdot ^\circ \text{C}$ по формуле (9.X), определяем

$$\tau_2 = \frac{408 + 1,36 \cdot \frac{3,0}{0,08} \cdot 3,0}{1,36 \cdot \frac{3,0}{0,08}} = 11^\circ \text{C.}$$

4. По формуле (11.X) определяем

$$t_b = \frac{408 + 1,36 \cdot 7,5 \cdot 11,0}{1,36 \cdot 7,5} = 51^\circ \text{C.}$$

5. Принимая $\lambda_{под} = 1,75 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ \text{C}$ (см. приложение 1) по формуле (44.VI) определяем

$$K_{под} = \frac{1}{\frac{1}{7,5} + \frac{0,07}{1,75} + \frac{1}{20}} = 4,44 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ \text{C.}$$

6. По формуле (12.X) определяем

$$Q_{под} = 0,52 \cdot 4,44 (51 + 12) = 145 \text{ ккал/ч.}$$

7. По формуле (44.VI) определяем значение $K_{п. с. п}$ при $\lambda_{п. с. п} = 1,75$ ккал/м·ч·°С [48]

$$K_{п. с. п} = \frac{1}{\frac{1}{7,5} + \frac{0,07}{1,75} + \frac{1}{7,5}} = 3,24 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°С}.$$

8. Принимаем $K_z = 0,7$ ккал/м²·ч·°С и $t_{гр} = +4,9$ °С.

9. При $\lambda_{п. с. п} = 1,75$ ккал/м·ч·°С и термическом сопротивлении замкнутой воздушной полости подступенечного пространства $R_{в. п} = 0,155$ м²·ч·°С/ккал по работе [48] определяем

$$K_{с. г} = \frac{1}{\frac{1}{7,5} + \frac{0,08}{3,0} + \frac{0,07}{1,75} + 0,155 + \frac{1}{20}} = 2,45 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°С}.$$

10. Принимая температуру воздуха в подлестничном помещении при неработающих обогревателях ступеней $t_{п. л. п. г} = 4$ °С, по формуле (17.X) определяем

$$Q_{оф} = 1,36 \cdot 2,45 \cdot 28(4+26) + 115 \cdot 0,7(4,9-4) = 2873 \text{ ккал/ч}.$$

11. По формуле (16.X) определяем значение $t_{п. л. п}$ при работающих подступенечных обогревателях

$$t_{п. л. п} = \frac{1,28 \cdot 3,24 \cdot 28 \cdot 51 + 115 \cdot 0,7 \cdot 4,9 + 2873}{1,28 \cdot 3,24 \cdot 28 + 115 \cdot 0,7} = 43 \text{ °С}.$$

12. По формуле (14.X) определяем $Q_{п. с. п}$

$$Q_{п. с. п} = 1,28 \times 3,24(51-43) = 33 \text{ ккал/ч}.$$

13. По формуле (18.X) определяем $\sum_{i=1}^n Q_c$

$$\sum_{i=1}^n Q_c = 1,05(408+145+33) = 612 \text{ ккал/ч}.$$

14. По формуле (20.X) определяем необходимую мощность электроподогревателя для каждой ступени схода

$$N_c = \frac{612}{864} \approx 0,7 \text{ кВт}.$$

15. Принимаем к установке в воздушной полости под каждой ступенью два трубчатых электронагревателя ТЭН типа НВСЖ-3,274/0,35 (длина $l = 1520$ мм, рабочая длина $l_{раб} = 3274$ мм, $d_n = 16$ мм, мощность $N = 0,35$ кВт).

16. По формуле (19.X) определяем температуру наружной поверхности электронагревателя

$$\tau_{гр} = \frac{\frac{612}{2} + 3,14 \times 0,16 \times 3,27 \times 7,5 \times 49}{3,14 \times 0,16 \times 3,27 \times 3,5} \approx 300 \text{ °С}.$$

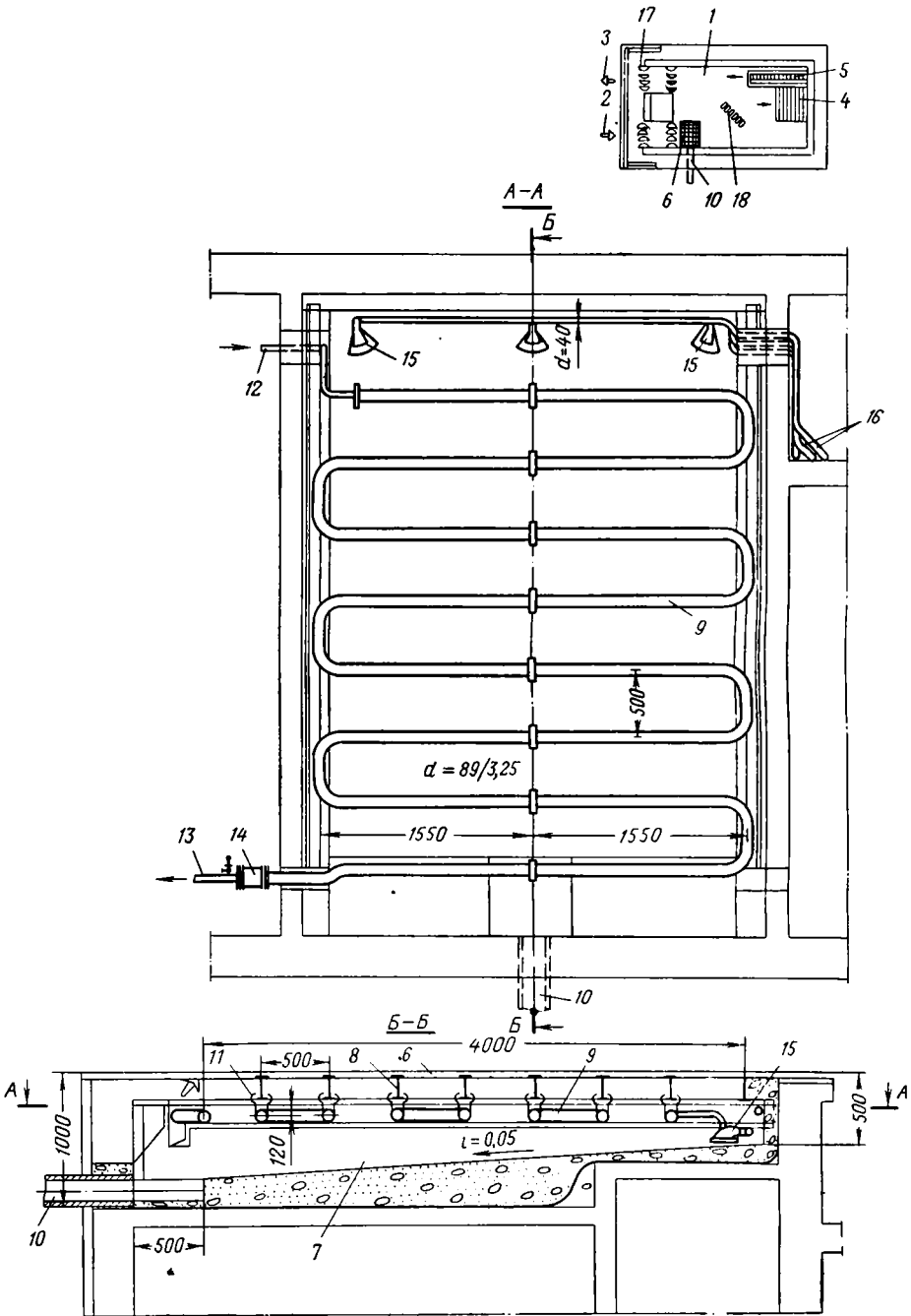
§ 5. Обогрев подножных решеток в кассовых залах вестибюлей. Описание конструкции и расчет

Подножные решетки располагаются на нижних площадках лестничных сходов с поверхности и на входах в наземные вестибюли метрополитена. Их назначение — частичная очистка обуви от грязи и снега с целью снижения загрязнения кассовых залов вестибюлей. В подземных кассовых залах вестибюлей до подхода к ним пассажиров обувь их очищается от снега и грязи на подножных решетках нижней площадки лестничных сходов и по длине подуличного тоннеля. Поэтому отсутствует необходимость их устраивать в этих вестибюлях. С целью эффективной уборки снега с подножных решеток, располагаемых на входах в наземные вестибюли, и предотвращения распространения снега и грязи по вестибюлю (в особенности на эскалаторы) предусматривается обогрев этих решеток специальными змеевиками из цельнотянутых труб, присоединяемых к тепловому узлу вестибюля. Через змеевики рекомендуется пропускать теплоноситель с наиболее высокими параметрами воды, поэтому через них пропускается перегретая вода. Грязь и талый снег, попадающие через чугунные решетки в яму под ней, периодически смываются водой через специальные насадки в городской водосток (при расположении ямы в наземном вестибюле) или в водоотливную установку (при расположении ямы на нижней площадке лестничного схода). Смывные насадки специальной конструкции обеспечивают формирование дальнобойной плоской и широкой струи для эффективной смывки грязи с широкой площади.

Конструкция ямы с подножными решетками, обогреваемыми трубами и насадками показана на рис. 10.Х, а конструкция смывной насадки — на рис. 11.Х. В соответствии с параметрами факела насадки располагаются по дну ямы. К каждой насадке подводится водопровод, на котором вне ямы на гребенке располагаются вентили для управления смывкой.

Обогревающие змеевики устраиваются из цельнотянутых труб диаметром $d = 80$ мм. Они располагаются под чугунными решетками в непосредственной к ним близости и крепятся к тем же конструкциям, на которых располагаются подножные решетки. Перегретая вода или пар подается в змеевики из теплового узла периодически, в зависимости от появления снегопадов. Тепловая мощность змеевиков для обогрева подножных решеток и их размеры определяются в зависимости от предполагаемого максимального пассажиропотока на вход в вестибюль.

Для сброса снега с обуви при движении без задержки пешехода (на основании опытных данных) необходимо в теплом помещении сделать пять — семь шагов. При средней длине шага



0,5 м ширина подножной решетки должна составлять 2,5—3,5 м при ее длине во всю ширину входа.

Необходимое количество тепла для оттаивания снега, попадающего на подножную решетку с обуви проходящих пассажиров, определяется по формуле

$$Q_{\text{под.р}} = n_n G_c i_c, \text{ ккал/ч, (21.X)}$$

где n_n — число пассажиров, проходящих через вход в вестибюль в часы пик; G_c — масса снега, сбрасываемого с ног каждого пассажира в течение часа ($G_c = 0,005 \div 0,16$), кг; $i_c = 80$ — скрытая теплота таяния снега, ккал/ч.

Учитывая, что часть тепла, идущего на таяние снега, будет поступать также из воздуха вестибюля, необходимая тепловая мощность змеевика определится по формуле

$$Q_{\text{зм}} = 0,6 Q_{\text{под.р}} \mu, \text{ ккал/ч, (22.X)}$$

где μ — коэффициент, учитывающий дополнительные теплопотери змеевика на обогрев ямы ($\mu = 1,2 \div 1,4$).

Длина змеевика определяется по формуле

$$l_{\text{зм}} = \frac{Q_{\text{зм}}}{q_{\text{уд}} (t_{\text{ср. в}} - t_{\text{во}})}, \text{ м, (23.X)}$$

где $q_{\text{уд}}$ — теплоотдача с 1 м змеевика, зависящая от диаметра змеевика (если теплоносителем является вода, то при значении d (мм) значение $q_{\text{уд}}$ равно $d = 76/3 - 2,15$; $d = 89/3,25 - 2,52$; $d = 102/3,75 - 2,88$; $d = 127/4 - 3,60$; если теплоносителем является пар с давлением до $0,7 \text{ кгс/см}^2$, то при $d = 76/3 - 2,63$; $d = 89/3,25 - 3,08$; $d = 102/3,75 - 3,52$ и $d = 127/4 - 4,40$), ккал/м \times \times ч \cdot $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{ср. в}}$ — средняя температура теплоносителя в змеевике, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{в}}$ — температура окружающего воздуха, $^{\circ}\text{C}$.

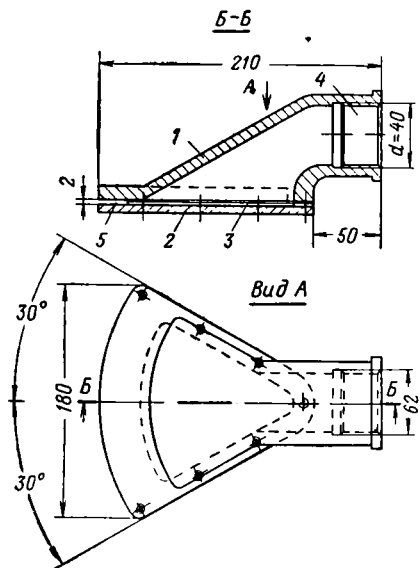


Рис. 11.X. Насадка для смыва грязи в яме подножных решеток:

1 — корпус; 2 — регулирующая пластина; 3 — прокладка $b = 1,5 \div 3 \text{ мм}$; 4 — патрубок для присоединения водопровода $d_{\text{вн}} = 40 \text{ мм}$; 5 — щель для выпуска воды на смыв грязи

Рис. 10.X. Оборудование ямы для очистки обуви:

1 — план части наземного вестибюля и кассового зала метрополитена; 2 — вход; 3 — выход; 4 — входная лестница на платформу станции метрополитена; 5 — эскалатор для выхода с платформы станции в вестибюль; 6 — чугунная решетка для очистки обуви; 7 — яма под решеткой; 8 — опоры чугунных решеток; 9 — змеевик из цельнотянутых труб (диаметром $d = 89/3,25 \text{ мм}$) для обогрева чугунных решеток; 10 — труба чугунная самотечная (диаметром $d = 300 \text{ мм}$) в городской водосток; 11 — крепление обогревающего змеевика; 12 — перегретая вода из теплового узла вестибюля ($Q = 5600 \text{ ккал/ч}$); 13 — обратная вода в тепловой узел вестибюля; 14 — воздухоотборник; 15 — насадка для смыва грязи; 16 — водопровод; 17 — двери; 18 — проходные турникеты

Пример. Определить необходимую длину змеевика под подножной решеткой вестибюля при условии, что в часы «пик» через три двери проходят 12 000 чел., ширина подножной решетки 3,5 м, масса снега, сбрасываемого пассажиром, $G_c = 0,0075$ кг, диаметр змеевика $d = 89/3,25$, источник теплоносителя — перегретая вода с параметрами (при большом снегопаде) $t_{гор} = 110^\circ \text{C}$, $t_{обр} = 70^\circ \text{C}$.

1. По формуле (21.X) определяем необходимое количество тепла для оттаивания снега на подножной решетке

$$Q_{под\ р} = 12\ 000 \times 0,0075 \times 80 = 7200 \text{ ккал/ч.}$$

2. По формуле (22.X) определяем тепловую мощность змеевика

$$Q_{эм} = 0,6 \times 7200 \times 1,3 = 5600 \text{ ккал/ч.}$$

3. По формуле (23.X) определяем длину змеевика при температуре воздуха в помещении вестибюля (в условиях сниженной температуры наружного воздуха при большом снегопаде) $t_{во} = 10^\circ \text{C}$

$$l_{эм} = \frac{5600}{2,52 \left(\frac{110 + 70}{2} - 10 \right)} = 27,8 \text{ м.}$$

Приложение 1

Термофизические характеристики грунтов, некоторых конструкций и материалов при их температуре $t_{гр} = +5 \div 10^\circ C$

Наименование и характеристика грунтов	Плотность ρ , кг/м ³	Весовая влажность W_v , %	Доля составляющих грунтов, %				Коэффициент теплоемкости c , ккал/кг \cdot °C	Коэффициент теплопроводности λ , ккал/м \cdot ч \cdot °C	Коэффициент температуропроводности $a \cdot 10^{-4}$, м ² /ч
			Гравий	Песок	Пыль	Глина			
Пески равнозернистые, кварцевые, желтые, четвергичные, аллювиальные, флювиогляциальные	1865	15,9	25,0	74,2	0,4	0,38	1,69	23,8	
То же	1685	29,1	—	—	—	0,39	0,85	12,9	
Суглинки моренные бурые	2160	10,6	0,7	63,8	23,2	0,3	1,1	17,0	
»	2145	15,7	—	—	—	0,3	1,03	16,0	
»	2280	17,5	4,0	57,2	28,8	0,3	1,62	23,6	
»	2085	23,6	—	—	—	0,35	1,19	16,3	
»	2010	40,7	1,0	68,2	15,3	0,5	1,92	19,0	
Пески и супеси желтые, кварцевые, четвергичные	1875	21,7	—	92,7	3,8	0,35	1,75	26,6	
То же	1825	25,9	—	82,6	12,0	0,3	1,68	30,5	
»	2030	29,4	—	56,4	37,6	0,4	1,64	20,2	
»	2075	20,2	—	—	—	0,35	0,95	13,1	

По трассе московского метрополитена*

* Данные Московского энергетического института (1955—1956 гг.).

Продолжение прилож. 1

Наименование и характеристика грунтов	Объемный вес, кгс/м ³	Весовая влажность w _v , %	Доля составяющих грунтов, %				Коэффициент теплопроводности λ, ккал/м·ч·°С	Коэффициент теплоемкости с, ккал/кг·°С	Коэффициент температуропроводности α·10 ⁻⁴ , м ² /ч
			Гравий	Песок	Пыль	Глина			
Пески верхневолжские, кварцево-глауконитовые, слюдистые, серые (юрские)	1570	30,0	—	72,8	26,6	0,6	0,41	1,87	29,2
Суглинки нижневолжские, черные, слюдистые (юрские)	2085	29,4	—	66,8	14,3	18,9	0,39	1,16	14,3
Суглинок нижневолжский (юрский) серовато-черный	2020	22,1	—	6,0	52,4	41,6	0,38	1,0	13,0
Суглинок нижневолжский (юрский) серо-черный	2105	21,5	0,4	65,7	13,8	20,5	0,32	0,66	9,8
Глина оксфордская, серовато-черная плотная, твердая, слабослюдистая (юрская)	1435	42,3	—	15,3	25,9	58,8	0,5	0,65	9,1
То же	1885	35,0	—	6,0	52,4	41,6	0,44	0,82	9,9
»	1880	52,8	—	17,2	36,0	46,8	0,64	3,24	27,2
»	1965	28,7	—	8,2	51,4	40,4	0,4	0,88	11,2
»	1880	33,3	—	17,1	13,1	69,8	0,44	1,12	13,5
»	1720	51,0	—	23,7	33,2	43,1	0,57	1,07	10,9
»	1673	47,2	—	30,1	36,4	33,5	0,57	0,76	7,9
»	1893	45,4	—	—	—	—	0,54	1,31	12,8
Глина серая, плотная, тугопластичная, слабослюдистая с железистыми оолитами (желловейская)	1920	38,2	—	18,5	37,5	44,0	0,48	0,86	9,3
Глина голубовато-серая плотная с гнездами пещка континентальная (юрская)	2180	18,6	—	60,7	12,6	26,7	0,33	1,99	28,0
То же	2020	21,0	—	17,7	13,4	68,9	0,36	0,83	11,4
Глина красно-коричневая, плотная, мергелистая	2130	17,45	—	11,6	67,9	20,5	0,3	0,81	12,7
То же (верхнекаменноугольная)	2135	17,2	—	—	—	—	0,3	1,04	16,3
То же	2095	14,9	—	7,2	27,3	65,5	0,32	0,93	13,9
»	1835	23,2	—	—	—	—	0,38	0,70	10,2

Продолжение прилож. 1

Наименование и характеристика грунтов	Объемный вес, кг/м ³	Весовая влажность w _v , %	Доля составляющих грун- тов, %				Коэффициент с, ккал/м ³ ·°С	Коэффициент теплопроводности λ, ккал/м·ч·°С	Коэффициент теплопроводности α·10 ⁻⁴ , м ² /ч
			Гравий	Песок	Пыль	Глина			
Глина красно-коричневая, плотная, мергелистая (верхнекаменноугольная)	2170	19,8	—	12,3	24,4	58,3	0,35	4,15	15,0
То же	2155	17,0	—	20,0	34,9	45,1	0,3	4,04	15,8
»	2300	11,0	—	—	—	—	0,25	0,61	10,6
»	2185	9,1	—	42,8	31,9	25,3	0,21	0,84	18,3
Известняки (мячковские)	1970	Воздушно- сухое	—	—	—	—	0,21	0,56	13,5
То же **	2100	6,9	—	—	—	—	0,25	1,0	19,8
Известняки (мячковские)	2000	Воздушно- сухое	—	—	—	—	0,22	0,75	17,0
То же **	2100	5,3	—	—	—	—	0,26	1,47	26,9
Известняки (мячковские)	2000	Воздушно- сухое	—	—	—	—	0,22	0,75	17,0
То же **	2140	6,6	—	—	—	—	0,26	1,69	30,4
Известняки (мячковские)	2030	Воздушно- сухое	—	—	—	—	0,21	0,84	19,7
То же **	2140	4,7	—	—	—	—	0,23	1,52	30,9
Известняки (мячковские)	2070	Воздушно- сухое	—	—	—	—	0,21	0,81	18,6
То же **	2280	9,6	—	—	—	—	0,27	1,65	26,8
Известняки (мячковские)	2100	Воздушно- сухое	—	—	—	—	0,22	0,92	19,9
То же **	2260	6,7	—	—	—	—	0,26	1,60	27,3

** Данные Харьковского автомобильно-дорожного института (1968 г.). Все образцы известняков и доломитов испытывались в воздушно-сухом и водонасыщенном состояниях.

Продолжение прилож. 1

Наименование и характеристика грунтов	Объемный вес, кгс/м ³	Весовая влажность w _v , %	Доля составляющих грун- тов, %				Коэффициент теплоемкости c, ккал/кг.°С	Коэффициент теплопроводности λ, ккал/м.ч.°С	Коэффициент теплоемкости с.10 ⁻⁶ , м ² /ч
			Гравий	Песок	Глина	Пыль			
Известняки (мячковские)	2400	Воздушно- сухое	—	—	—	0,22	1,22	23,1	
То же **	2470	3,2	—	—	—	0,23	1,68	29,6	
Доломиты (мячковские) **	1950	Воздушно- сухое	—	—	—	0,23	0,72	16,0	
То же **	2080	6,9	—	—	—	0,27	1,61	28,7	
Доломиты (мячковские) **	1980	Воздушно- сухое	—	—	—	0,21	0,74	17,8	
То же **	2120	6,8	—	—	—	0,26	1,58	28,7	
Доломиты (мячковские) **	2300	Воздушно- сухое	—	—	—	0,22	1,04	20,5	
То же **	2390	3,8	—	—	—	0,22	1,48	28,1	
По трассе Харьковского метрополитена**									
Мертели	1800	31	—	—	—	0,41	1,39	18,8	
То же	1830	34,5	—	—	—	0,42	1,49	19,3	
»	1850	37	—	—	—	0,45	1,67	30,0	
Глина	1770	19	—	—	—	0,32	1,32	23,3	
То же	1920	27	—	—	—	0,38	1,70	23,3	
»	2070	38	—	—	—	0,44	2,24	24,6	
Суглинки	1680	10	—	—	—	0,28	1,37	29,1	
То же	1920	20,5	—	—	—	0,35	1,76	26,2	
»	2050	45	—	—	—	0,46	2,17	22,9	

** Данные Харьковского автомобильно-дорожного института (1968 г.). Все образцы известняков и доломитов испытывались в воздушно-сухом и водонасыщенном состояниях.

Продолжение прилож. 1

Наименование и характеристика грунтов	Объемный вес, кгс/м ³	Весовая влажность w _v , %	Доли составляющих грунтов, %				Коэффициент теплоемкости c, ккал/кг.°С	Коэффициент теплопроводности λ, ккал/м.ч.°С	Коэффициент температуропроводности a · 10 ⁻⁴ , м ² /ч
			Гравий	Песок	Пыль	Глина			
Пески мало- и средневлажные	1620	2	—	—	—	—	0,18	0,67	23
То же	1710	4,5	—	—	—	—	0,21	0,85	23,6
»	1970	13	—	—	—	—	0,27	1,04	19,5
Пески сильно влажные и водонасыщенные	1760	15	—	—	—	—	0,28	1,94	39,4
То же	1960	17,9	—	—	—	—	0,30	2,11	36,0
»	2060	22	—	—	—	—	0,33	2,28	33,5
По трассе Ташкентского метрополитена**									
Суглинок лёссовидный	1680	14	—	—	—	—	0,29	1,23	25,2
То же	1710	20	—	—	—	—	0,33	1,27	22,5
»	1760	15	—	—	—	—	0,30	1,44	26,7
»	1800	12	—	—	—	—	0,28	1,31	26,9
»	1920	24	—	—	—	—	0,35	1,62	24,2
По трассе Ленинградского метрополитена									
Пески последленинковые мелкозернистые	1930	20,5	—	—	—	—	0,33	1,35	21,1
Пески межморенные разнотернистые	2170	14,9	—	—	—	—	0,35	1,76	23,1
Супеси нижней морены	2195	7,6	—	—	—	—	0,21	1,28	27,8
Суглинок верхней морены	2000	17,3	—	—	—	—	0,31	1,02	16,4
Глина ленточная позднеледниковая	1866	23,0	—	—	—	—	0,39	0,73	10,0
Глина кембрийская	2130	12,5	—	—	—	—	0,33	1,47	21,2

** Данные Харьковского автомобильно-дорожного института (1988 г.). Все образцы известняков и доломитов испытывались в воздушно-сухом и водонасыщенном состояниях.

Наименование и характеристика грунтов	Объемный вес, кгс/м ³	Весовая влажность w _B , %	Доля составляющих грун- тов, %				Коэффициент теплоемкости c _p , ккал/кг·°С	Коэффициент теплопроводности λ, ккал/м·ч·°С	Коэффициент теплопроводности α·10 ⁻⁴ , м ² /ч
			Граны	Песок	Пыль	Глина			
Песок мелкий	1660	3,3	—	—	—	—	0,21	0,94	26,9
»	1790	5,2	—	—	—	—	0,25	1,1	24,6
»	1900	8,1	—	—	—	—	0,28	1,33	25,0
Песок средней крупности	1670	2,2	—	—	—	—	0,22	0,9	26,0
»	1630	1,8	—	—	—	—	0,22	0,97	27,0
»	1630	2,0	—	—	—	—	0,22	1,1	30,7
Пески крупные и гравелистые	1650	3,4	—	—	—	—	0,21	0,69	19,9
»	1700	4,4	—	—	—	—	0,23	0,76	19,4
»	1800	4,9	—	—	—	—	0,22	1,26	31,8
Суглинки пылеватые	2030	20,9	—	—	—	—	0,34	1,4	20,3
Суглинки лессовидные	1970	16,3	—	—	—	—	0,33	1,0	15,4
»	1900	18,0	—	—	—	—	0,34	1,15	17,8
»	2050	20,4	—	—	—	—	0,34	1,33	19,1
Супесь моренная	2160	10,2	—	—	—	—	0,27	0,86	14,7
»	1930	8,8	—	—	—	—	0,27	1,26	24,1
»	2120	11	—	—	—	—	0,29	1,62	26,3

По трассе Минского метрополитена ***

*** Данные институтов Белгиз и БелНИИ (1974 г.).

Продолжение прилож. 1

Наименование и характеристика грунтов	Объемный вес, кгс/м ³	Весовая влажность w _v , %	Доля составляющих грун- тов, %				Коэффициент теплоемкости с, кгкал/м ³ ·°С	Коэффициент теплопроводно- сти λ, м·ч·°С ккал/м ³ ·ч·°С	Коэффициент температуро- проводности α·10 ⁻⁴ , м ² /ч
			Гранит	Песок	Глина	Пыль			
Новомосковские гипсовые рудники ****									
Гипсовая порода	2270	19 ÷ 26	—	—	—	—	0,49	1,65	14,7
То же	2280	19 ÷ 26	—	—	—	—	0,28	0,91	14,5
То же	2240	19 ÷ 26	—	—	—	—	0,28	1,10	14,0
То же	2220	19 ÷ 26	—	—	—	—	0,34	0,91	12,0
Конструкционные и разные материалы [35, 48]									
Обделка тоннелей из железобетона, ГОСТ 13015-70	2500	3	—	—	—	—	0,24	1,75	29,2
Путевое основание из бетона, ГОСТ 13579-68	2400	3	—	—	—	—	0,24	1,60	27,8
Обделка тоннелей из чугунных тубингов	7220	0	—	—	—	—	0,12	54	625
Сталь	7900	0	—	—	—	—	0,11	39	450
Вода (t = +20° С)	998,2	100	—	—	—	—	1,004	0,515	5,13
Воздух (t = +20° С; φ = 60%)	1,164	—	—	—	—	—	0,242	0,0217	546
Лед (t = 0° С)	920	—	—	—	—	—	0,54	1,935	39,1

**** Данные лаборатории микроклимата и теплофизических измерений Института жилища Академии строительства и архитектуры СССР (1959 г.).

Приложение 3

Температура грунта на минимальной глубине, не подверженной влиянию колебания наружных температур, для некоторых городов СССР

Город	Температура грунта $t_{гр}$, °С		Город	Температура грунта $t_{гр}$, °С	
	по замерам в забоях	рекомендуемая для расчетов		по замерам в забоях	рекомендуемая для расчетов
Москва	8—9	9	Тбилиси	16—17	17 *
Ленинград	10—11	11	Баку	17—18	18
Киев	13	13	Харьков	—	12 **

* В местах наличия минеральных источников наблюдается повышение температуры до +26° С, что требует тщательных изысканий.

** По данным измерений в разведочных скважинах, пробуренных с поверхности земли.

Приложение 4

Таблица возможных положений смотровых люков и приводных редукторов с сервомотором в вентиляторах ВОМД-24

Номера лопаток спрямляющего или направляющего аппаратов	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Возможные положения установки приводных редукторов с сервомоторами вентилятора ВОМД-24		+			+						+			+
Возможные положения установки смотровых люков между лопатками				+									+	

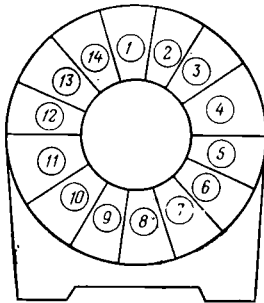


Схема нумерации лопаток спрямляющего и направляющего аппаратов (смотреть со стороны привода вентиляторов)

Приложение 5

Расчетные наружные (на поверхности) и на станциях метрополитена параметры воздуха для некоторых городов Советского Союза

Город	Расчетное барометрическое давление, мм рт. ст.	Средняя температура воздуха за год, ср. год. в. °С	Периоды года	Продолжительность отопительного периода, сут.	Средняя температура самого холодного месяца, °С	Расчетные наружные параметры атмосферного воздуха для тоннельной вентиляции		Рекомендуемые расчетные параметры воздуха на станциях метрополитена		Рекомендуемый оптимальный перепад температур воздуха на расчетном участке трассы $\Delta t = I_{\text{кон}} - I_{\text{нач}}$, ккал/м ³		Наружные температуры воздуха, выше и ниже которых рекомендуется уменьшать тоннельную вентиляцию, °С		Для уменьшения на 80%	Для уменьшения на 50%	Количество часов в году, в течение которых из-за температурных условий рекомендуется оставаться вливать тоннельную вентиляцию
						температура нар. °С	температура ккал/м ³	температура нар. °С	относительная влажность Ф, %	температура нар. °С	температура нар. °С					
Москва	745	4,8	Теплый Холодный	— 205	— -9,4	21,4 -3,2	11,8 0,4	$\leq 25,4$ $< t_{\text{гр}} + 3$	65 75	3-5 —	> 25 < 15	> 30 < 25	20 61			
Ленинград	760	4,3	Теплый Холодный	— 219	— -7,9	20,3 -2,2	11,2 0,9	$\leq 24,3$ $< t_{\text{гр}} + 2$	70 75	3-5 —	> 25 < 15	> 30 < 25	30 86			
Киев	745	7,2	Теплый Холодный	187	-5,9	23,5 -1,1	12,5 1,3	$\leq 27,5$ $< t_{\text{гр}} + 2$	70 75	3-4 —	> 28 < 15	> 30 < 20	46			
Баку	760	14,4	Теплый Холодный	119	3,8	27,9 5,1	15,7 3,9	$\leq 29,9$ $< t_{\text{гр}}$	65 75	2,5-3,5 —	> 30 —	> 35 < 15	—			
Горький	745	3,1	Теплый Холодный	— 218	— -12,0	21,6 -4,7	12,2 -0,2	$\leq 25,6$ $< t_{\text{гр}} + 2$	65 75	4-5 —	> 25 < 15	> 30 < 25	—			

Город	Расчетное барометрическое давление, мм рт. ст.	Средняя температура воздуха за год, °С	Периоды года	Продолжительность отопительного периода, сут	Средняя температура самого холодного месяца, °С	Расчетные наружные параметры атмосферного воздуха для тоннельной вентиляции		Рекомендуемые расчетные параметры воздуха на станциях метрополитена		Рекомендуемый оптимальный перепад температурная воздуха на расчетном участке трасы $\Delta t = t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}}$, ккал/м ³	Наружные температуры воздуха, выше и ниже которых рекомендуется уменьшать тоннельную вентиляцию, °С		Количество часов в году, в течение которых не требуется вентиляции
						температура $t_{\text{нар}}$, °С	теплосодержание ккал/м ³	температура $t_{\text{ст}}$, °С	относительная влажность, %		для уменьшения на 50%	для уменьшения на 80%	
Харьков	745	6,9	Теплый	189	-7,3	25,1	12,6	$\leq 29,1$	65	3-4	> 30	> 35	—
			Холодный			-2,1	-0,9	$< t_{\text{гр}} + 1$	75	—	< 15	< 20	
Ташкент	715	13,3	Холодный	130	-0,9	33,3	14	≤ 30	50	2,5-3,5	—	—	54
			Теплый			2,4	2,7	$< t_{\text{гр}} - 1$	75	—	—	—	
Новосибирск	745	-0,1	Теплый	227	-19,0	23	12,1	≤ 27	65	3,5-4	> 25	> 30	—
			Холодный			-9,1	-1,6	$< t_{\text{гр}} + 2$	75	—	< 15	< 20	
Тбилиси	715	12,7	Теплый	152	0,9	28,7	14,5	≤ 30	60	2,5-3,5	—	—	—
			Холодный			4,2	2,2	$< t_{\text{гр}} - 2$	75	—	—	—	
Свердловск	730	1,2	Теплый	228	-15,3	21,1	11,2	$\leq 25,1$	70	4-5	> 25	> 30	—
			Холодный			-6,4	-0,5	$< t_{\text{гр}} + 2$	75	—	< 15	< 35	
Куйбышев	745	3,8	Теплый	206	-13,8	24,2	12,2	$\leq 28,2$	65	3,5-4	> 30	> 35	—
			Холодный			-6,1	-0,4	$< t_{\text{гр}} + 2$	75	—	< 15	< 25	
Днепропетровск	745	8,5	Теплый	175	-5,4	26,5	12,9	≤ 30	60	3-4	> 30	> 35	—
			Холодный			-1,0	1,2	$< t_{\text{гр}} + 1$	75	—	< 15	< 25	
Минск	745	5,4	Теплый	203	-6,9	21,4	11,4	$\leq 25,4$	65	4-5	> 25	> 30	8
			Холодный			-1,2	1,0	$< t_{\text{гр}} + 2$	75	—	< 15	< 20	

Продолжение прилож. 5

Город	Расчетное барометрическое давление, мм рт. ст.	Средняя температура воздуха за год (ср. год. в. °С)	Периоды года	Продолжительность отопительного периода, сут.	Средняя температура самого холодного месяца, °С	Расчетные наружные параметры атмосферного воздуха для тоннельной вентиляции		Рекомендуемые расчетные параметры воздуха на станциях метрополитена		Рекомендуемая температура воздуха на расчетном участке трассы $\Delta t = t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}}$, град./квт	Наружные температуры воздуха, выше и ниже которых рекомендуется уменьшать тоннельную вентиляцию, °С		Количество часов в году, в течение которых из-за температурных условий рекомендуется оставаться в тоннельной вентиляции
						Температура $t_{\text{нар}}$, °С	Теплоемкость $I_{\text{нар}}$, ккал/кг	Температура $t_{\text{ст}}$, °С	Относительная влажность, %		Для уменьшения на 50%	Для уменьшения на 80%	
Ереван	685	11,6	Теплый	—	—4,0	30,2	13,2	≤ 30	50	2,5—3,5	—	—	48
			Холодный	114	—	—0,9	4,3	$< t_{\text{гр}} - 2$	75	—	—	> 35	22
Волгоград	745	7,6	Теплый	—	—	28,6	12,5	≤ 30	65	4—5	—	—	—
			Холодный	182	—9,2	—3,6	0,5	$< t_{\text{гр}} + 3$	75	—	—	> 33	—
Рига	760	5,6	Теплый	—	—	21	11,4	≤ 25	65	3—4	—	—	—
			Холодный	205	—5,0	—0,6	1,6	$< t_{\text{гр}} + 3$	75	—	—	> 25	—

Примечания. 1. В отдельных случаях значение Δt может отличаться от рекомендуемых значений в пределах $\pm 0,5$ ккал/кг.
 2. Значение Δt для холодного периода года должно определяться по значению температуры воздуха на станции, зависящей от фактической температуры грунта, окружающего тоннель.
 3. Для ориентировочных расчетов продолжительность работы тоннельной вентиляции по режиму холодного периода года можно принять равной продолжительности отопительного периода для данного города, которая по данным СНиП II-A.6—72 соответствует числу дней со средней суточной температурой наружного воздуха -8°C и ниже.
 4. В качестве расчетных параметров наружного воздуха в системах тоннельной вентиляции для теплового периода — средняя температура и теплоемкость наружного воздуха за отопительный период.
 5. Расчетная температура воздуха на станциях метрополитена в городах, где она не превышает $+27^\circ\text{C}$, принята выше наружной расчетной температуры на $+2^\circ\text{C}$, а в городах, где она превышает $+27^\circ\text{C}$, — выше наружной расчетной температуры на 2°C , но не выше $+30^\circ\text{C}$.
 6. Рекомендуемая расчетная температура воздуха на станциях метрополитена в холодный период года должна быть не ниже $t_{\text{ст}} = +5^\circ\text{C}$.
 7. В последней графе таблицы приведены данные, имеющиеся в СНиП II-A.6—72 [47].

Приложение 6

Расчетная температура воздуха и величина воздухообмена для помещений метрополитена различного назначения

Помещение	Расчетная температура воздуха, °С		Минимальная кратность вентиляционных воздухообменов в час		Примечание
	минимально допустимая (для отопления)	максимально допустимая (для вентиляции)	приток	вытяжка	
Кассовый зал *	6	В теплый период как для станций (см. приложение 5)			Вентиляция кассового зала осуществляется за счет подпора со стороны станции подземных линий, а в наземных линиях — за счет естественной вентиляции
Помещение старшего кассира	18	То же, но не более +24° С	6	4	
Кассы	18	То же	6	6	
Помещение начальника станции	18	То же, но не более +28° С	6	4	
Помещение механиков различных служб (сантехника, электромонтера, мастера околотка)	18	То же	6	4	
Помещение междупункта	20	»	4	6	
Помещение буфета	18	»	4	6	
Материальные кладовые различных служб	12	В теплый период как для станций (см. приложение 5)	4	4	
Кладовые опилок	12	То же	3	5	
Помещение уборщиц	18	»	4	6	
Кубовая	16	»	6	10	
Помещение для хранения уборочного инвентаря	12	»	3	5	
Помещение поездных бригад и линейных рабочих	18	То же, но не более +28° С	5	5	
Комнаты отдыха	20	То же	5	5	

* Отопление и вентиляция кассовых залов наземных линий метрополитена не требуется. В помещениях с постоянным пребыванием людей, в которых больше 40% поверхностей стен, потолков и пола своими конструкциями непосредственно примыкают к грунту, для уменьшения влияния холодной радиации минимальную температуру воздуха для отопления следует принимать на 2° С выше указанной в данном приложении.

Помещение	Расчетная температура воздуха, °С		Минимальная кратность вентиляционных воздухообменов в час		Примечание
	минимально допустимая (для отопления)	максимально допустимая (для вентиляции)	приток	вытяжка	
Помещения мастерских	16	В теплый период как для станций (см. приложение 5), но не более +28° С	6	6	
Помещение для охраны и пожарной охраны	18	То же	5	5	
Общие гардеробные	18	В теплый период как для станций (см. приложение 5)	4	4	
Душевые	25	То же	—	6	
Гардеробные при душевых	20	»	6	—	
Туалет	16	»	—	100 м³/ч на 1 очко	Для обслуживания персонала
Умывальные	16	»	—	4	То же
Подлестничные помещения сходов	12	»	4	—	
Вентиляционная камера	16	»	4	4	
Фекальная установка	5	»	—	5	
Водоотливная установка	5	»	—	5	
Тепловой и водомерный узлы	12	»	4	4	
Аккумуляторная подземная (кислотная и щелочная)**	10	30	~15	~18	Воздухообмен уточняется расчетом
То же, наземные	10	30	~8	12	То же
Кислотная	10	30	—	8	
Дистилляционная	16	30	—	~5	
Генераторная***	16	30	~6	~6	Воздухообмен уточняется расчетом

** Допускается только воздушная система отопления.

*** Не допускается водяная система отопления.

Продолжение прилож. 6

Помещение	Расчетная температура воздуха, °С		Минимальная кратность вентиляционных воздухообменов в час		Примечание
	минимально допустимая (для отапливания)	максимально допустимая (для вентиляции)	приток	вытяжка	
Помещения ДСП (дикторская и дикторское телевидение, аппаратная, кроссовая, релейная, радиоузел, часовая станция) ***	18	В теплый период как для станций (см. приложение 5), но не более +24° С	~6	~4	Воздухообмен уточняется расчетом
Распределительные устройства подстанции ***	12	30	~4	~4	Температура по данным работы [37]. Воздухообмен уточняется расчетом
Помещение выпрямителей тяговых подстанций ***	12	35	~4	~4	Воздухообмен уточняется расчетом
Трансформаторные ****	—	35	~4	~4	То же
Машинный зал эскалаторов	16	На 5° С выше расчетной наружной, но не более 28° С	~8	~6	»
Кабельные коллекторы ****	—	35	4	4	»

*** Не допускается водяная система отопления.

**** Не требуется отопления.

Примечание. Во всех помещениях, не помеченных в таблице знаками (**, ***), допускаются водяная, воздушная и электрическая системы отопления.

Приложение 7

Временные технические условия (ВТУ) на звукопоглощающие блоки из крупнопористого бетона

I. Определение и назначение

1. Звукопоглощающие блоки из крупнопористого бетона представляют собой искусственные камни со сквозными порами, изготовленные из щебня (гранитного, мраморного или известнякового) крупностью 1—5 мм с применением в качестве вяжущего быстротвердеющего цемента марки 500—600.

2. Звукопоглощающие блоки из крупнопористого бетона используются для шумоглушения промышленных и транспортных установок.

3. При установке блоков в газовом потоке допустимые по условиям выветривания скорости газового потока не должны превышать 50 м/с.

II. Технические условия (ТУ)

4. Звукопоглощающие блоки из крупнопористого бетона должны иметь форму прямоугольника размером $180 \times 180 \times 360$ мм. Допускаемые отклонения в размерах блоков не должны превышать ± 3 мм для длины, ширины и высоты.

5. По показателям внешнего вида звукопоглощающие блоки должны удовлетворять следующим требованиям:

не должны иметь сквозных трещин и отбитых углов со сторонами отбитости более 10 мм;

наружные ребра блоков должны быть оковтурены и не должны иметь заступлений более 10 мм по кромкам;

поверхности блоков должны быть гладкими, иметь четко выраженную зернистую структуру материала и не должны крошиться;

грани не должны иметь раковин глубиной более 5 мм.

6. Объемный вес звукопоглощающих блоков из крупнопористого бетона в высушенном до постоянного веса состоянии должен составлять 1600—1700 кг/м³.

7. Предел прочности при сжатии блоков должен быть не менее 50 кгс/см².

8. Материал блока должен иметь однородную структуру по всей толщине.

9. Коэффициент звукопоглощения образца толщиной 100 мм и диаметром 100 мм, испытанного на акустическом интерферометре без воздушного зазора, должен составлять 0,6—0,7 при частоте 400—500 Гц и не ниже 0,4 при частоте 1200—1500 Гц.

10. Сопротивление продуванию у блоков должно лежать в пределах 180—450 кгс/м³, сопротивление продуванию равно отношению разности давлений с обеих сторон блока (кгс/м²) к скорости воздушного потока (м/с).

III. Технология изготовления

11. Из дробленого щебня любого химического состава (гранитного, мраморного или известнякового) отсеивается фракция 1—5 мм.

12. Состав бетона принимается 1:4 (цемент: щебень) при водоцементном отношении В/ц-0,3÷0,4 исходя из условия получения бетонной смеси с удобоукладываемостью 100—120 и объемным весом 1600—1700 кг/м³.

13. Готовый раствор укладывается в формы и вибрируется. Время вибрации зависит от условий производства и колеблется в пределах 2—6 с.

14. Твердение отформованных блоков осуществляется в условиях паровлажностного режима 5 + 8 + 3 ч при температуре 80—85 °С или при хранении во влажных условиях (относительная влажность 90—92%) в течение 28 сут.

IV. Методика испытаний

15. При изготовлении блоков в заводских условиях необходимо регулярно контролировать процесс их производства по качеству отсева крошки, ее влажности, пределу прочности блоков при сжатии, объемному весу блоков.

Периодически от каждой партии подготавливаются три образца в виде цилиндров высотой 100 мм и диаметром 100 мм для определения коэффициента звукопоглощения.

16. Для определения размеров, объемного веса, предела прочности при сжатии от каждой партии (партия включает 500 блоков) отбираются контрольные образцы в количестве 5 шт., т. е. по одному блоку от каждых 100 блоков.

17. Для определения качества отсева крошки от каждой тонны материала отбирается средняя проба размером 8—10 кг и просеивается на лабораторных ситах с ячейкой размером 1 и 5 мм. При остатке на сите с ячейкой размером 5 мм и количестве прошедшего через сито с ячейкой размером 1 мм материала, превышающем 5% от веса пробы, партия бракуется и возвращается на повторный просев.

18. Влажность крошки определяется стандартным способом по отношению разности между влажной и высушенной до постоянного веса навески крошки к весу всей навески.

19. Предел прочности при сжатии определяется испытанием на прессе блока размером 18 × 18 × 18 см с коэффициентом 0,95. Плотность блоков определяется по стандарту.

20. Плотность партии блоков определяется как среднее арифметическое результатов, полученных для пяти блоков.

21. Однородность структуры блоков проверяется путем осмотра изломов в блоках, разрушенных при определении предела прочности при сжатии.

V. Правила приемки

22. Приемка звукопоглощающих блоков из крупнопористого бетона производится:

по данным лабораторных испытаний (пункты 6, 7, 8, 9 и 10 настоящих ВТУ);

по показателям внешнего вида (пункт 9 настоящих ВТУ).

В случаях, когда отобранные образцы не отвечают требованиям пунктов 6, 7, 8, 9 и 10 настоящих ВТУ, партия приемке не подлежит.

23. Приемке по показателям внешнего вида (пункт 5 настоящих ВТУ) подвергаются все блоки, входящие в состав партии, путем внешнего осмотра. При этом блоки, не удовлетворяющие техническим условиям, относятся к браку и подлежат замене заводом-изготовителем.

24. Размеры блоков (пункт 4 настоящих ВТУ) проверяются с точностью до 1 мм измерительным инструментом по всем ребрам.

25. Отбитости углов (пункт 5 настоящих ВТУ) определяют разностью между соответствующими размерами целевого блока и целой частью каждого ребра, составляющего угол.

26. Притупленность ребер определяется разностью между соответствующими размерами целевого блока и целой частью грани.

27. Размер раковин в гранях определяется с точностью до 1 мм путем прикладывания к ним ребра металлической линейки.

28. Каждая заводская партия отпускаемых блоков должна быть снабжена заводским паспортом, в котором указывается номер паспорта, дата выдачи паспорта, наименование и адрес завода-изготовителя, результаты определения плотности и предела прочности при сжатии, характеристика структуры материала и минимальная величина коэффициента звукопоглощения при частоте 150—1200 Гц.

VI. Хранение и транспортировка

29. Звукопоглощающие блоки из крупнопористого бетона должны храниться в штабелях. При этом нижний ряд блоков укладывается на подставки из обычного кирпича или дерева.

30. При железнодорожных, автомобильных и иных перевозках звукопоглощающих блоков из крупнопористого бетона следует укладывать их правильными рядами. Перевозка блоков всеми видами транспорта должна проводиться только в крытой таре.

При погрузках и перегрузках блоков не допускается сбрасывание их и неосторожная укладка в штабель.

Схемы и характеристики устройств шумоглушения из звукопоглощающих блоков крупнопористого бетона в установках тоннельной вентиляции метрополитенов

Характеристика к рис. 1

Конструкция створа или тоннеля	Высота створа Н, м		Необходимое заглушение (дБ) при частоте (Гц)						Облицовка поворота	Пластинчатый глушитель длиной l, м		Гидравлическое сопротивление ктс/м ²	
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		с облицовкой поворота	без облицовки поворота		
Тюбинговый	10	—	4	11	13,5	9	3,5	—	На высоту h (до киоска) То же »	4	6	3,9	
	20	—	3	9,5	11	6	—	—		3	5	3,6	
	30	—	—	8	8,5	3	—	—		2,5	4	3,4	
	40	—	—	6	6	—	—	—		2	3	—	
	50	—	—	4,5	3,5	—	—	—		—	2	—	
В сторону поверхности													
Бетонный	—	—	5,5	9	12,5	13	14,5	10	6	—	5	0,7	
	В сторону поверхности												
	40	—	4,5	12,5	15,5	11,5	5,5	—	—	На высоту h (до киоска) То же »	4,5	6,5	4
	20	—	4	12	15	11	5	—	—		4,5	6,5	4
	30	—	3,5	11,5	14,5	10,5	4,5	—	—		4	6	3,8
40	—	3	11	14	10	4	—	—	4		6	3,8	
50	—	2,5	10,5	13,5	9,5	3,5	—	—	3,5		5,5	3,6	
В сторону тоннеля													
—	—	5,5	7	9,5	10	12,5	10	6,5	—	—	5	0,7	

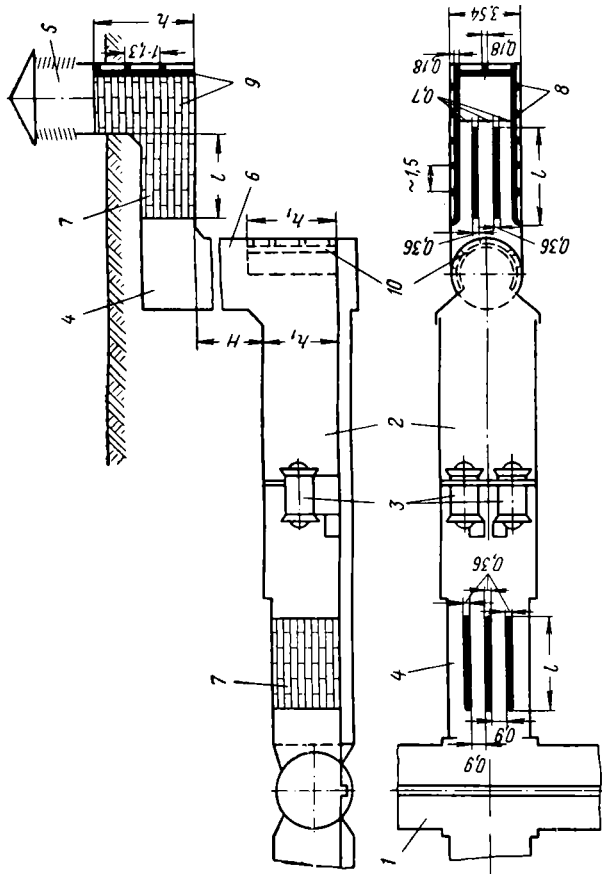


Рис. 1. Схема размещения пластинчатых глушителей шума из бетонных шумопоглощающих блоков в вентиляционной установке тоннельной вентиляции, расположенной на перегоне глубокого заложения на уровне и сбоку путей тоннелей метрополитена:

1 — путьевая тоннель; 2 — вентиляционная камера; 3 — вентиляторы ВМД-24; 4 — вентиляционный тоннель; 5 — вентиляционный кюск; 6 — ствол шахты; 7 — пластинчатый глушитель; 8 — вертикальная перегородка из шумопоглощающих бетонных блоков; 9 — облицовка поворота пластинчатым глушителем; 10 — вариант облицовки низа ствола шахты пластинчатым глушителем (при глубине ствола шахты $H \geq 30$ м и облицовке его нижней части бетонными шумопоглощающими блоками пластинчатые глушители в верхнем вентиляционном тоннеле не устанавливаются)

Характеристика к рис. 2

Конструкция ствола или тоннеля	Высота ствола H, м	Необходимое заглушение (дБ) при частоте (Гц)						Облицовка поворота	Пластинчатый глу- шитель длиной l, м		Гидравличе- ское сопро- тивление, кгс/м ²		
									с обли- цовкой поворота	без обли- цовки поворота			
		63	125	250	500	1000	2000					4000	8000
Любая	Любая	5	17,5	26,5	29,5	27,5	21,5	11,5	—	На высоту $\frac{h}{2}$ (до кноски)	9	12	1,4
		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

В сторону поверхности

В сторону тоннеля

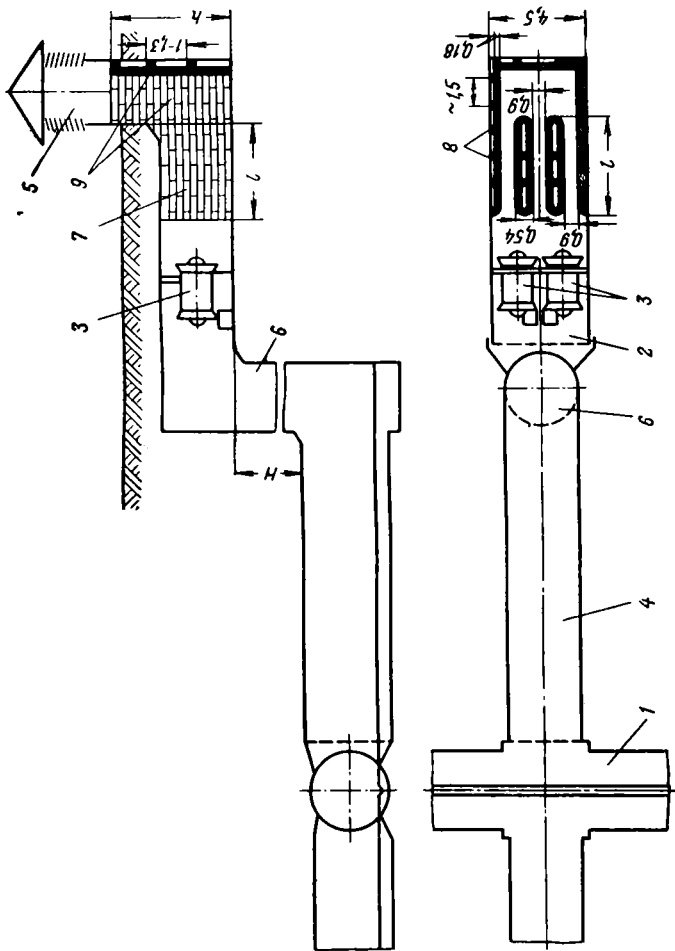


Рис. 2. Схема размещения пластинчатых глушителей шума из бетонных шумопоглощающих блоков в вентиляционной установке тоннельной вентиляции, расположенной у поверхности земли сбоку перегона глубокого заложения метрополитена:

1—9 — то же, что и на рис. 1

Характеристика к рис. 3

Конструкция ствола или тоннеля	Высота ствола Н, м		Необходимое заглушение (дБ) при частоте (Гц)						Облицовка поворота	Пластинчатый глушитель длиной l, м		Гидравлическое сопротивление, кгс/м ²
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		с облицовкой поворота	без облицовки поворота	
Тюбинговый	10	—	4	11	13,5	9	3,5	—	На высоту h	4	6	3,9
	20	—	3	9,5	11	6	—	—	(до киоска)	3	5	3,6
	30	—	—	8	8,5	3	—	—	То же	2,5	4	3,4
	40	—	—	6	6	—	—	—	→	2	3	—
	50	—	—	4,5	3,5	—	—	—	→	—	2	—
В сторону поверхности												
Бетонный	10	—	4,5	12,5	15,5	11,5	5,5	—	На высоту h	4,5	6,5	4
	20	—	4	12	15	11	5	—	(до киоска)	4,5	6,5	4
	30	—	3,5	11,5	14,5	10,5	4,5	—	То же	4	6	3,6
	40	—	3	11	14	10	4	—	→	4	6	3,8
	50	—	2,5	10,5	13,5	9,5	3	—	→	3,5	5	3,6
В сторону тоннеля												
В сторону тоннеля												
10	—	5	6	9	9	12	9	—	—	—	5	0,6

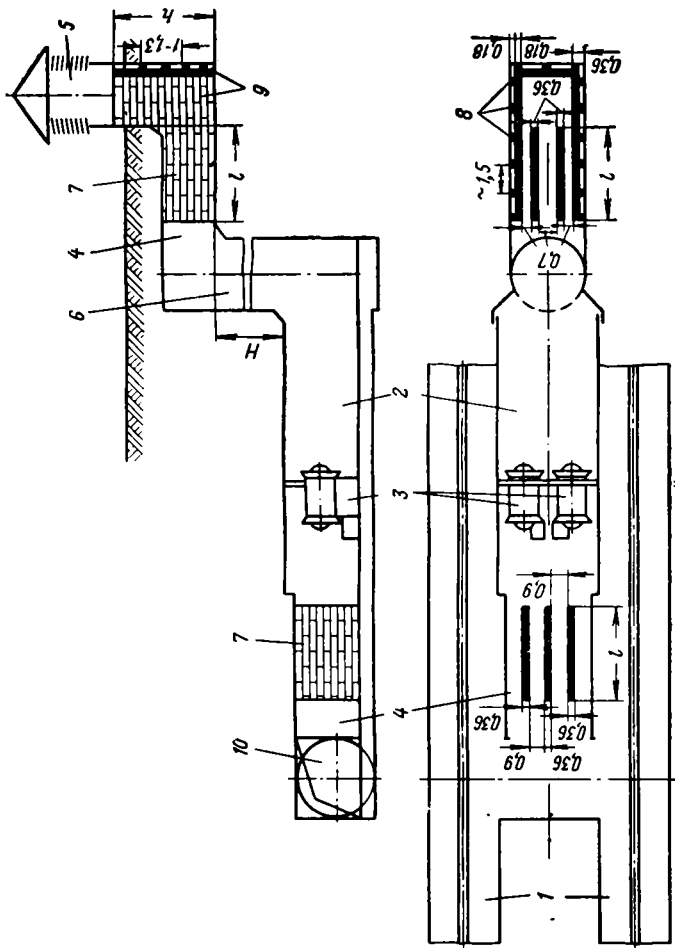


Рис. 3. Схема размещения пластинчатых глушителей шума из бетонных шумопоглощающих блоков в вентиляционной установке тоннельной вентиляции, расположенной на перегоне глубокого заложения метрополитена на уровне и между путевыми тоннелями:

1—9 — то же, что и на рис. 1

Характеристика к рис. 4

Конструкция ствола или тоннеля	Высота ствола H, м	Необходимое заглушение (дБ) при частоте (Гц)						Облицовка поворота	Пластинчатый глу- шитель длиной l, м		Гидравличе- ское сопро- тавление, кгс/м ²	
		63	125	250	500	1000	2000		4000	8000		с облиц- довкой поворота
Бетонный	5	17,5	26,5	29,5	27,5	21,5	11,5	—	На высоту h (до kiosка)	9	12	1,4
		1,5	6	9	9	10	9	—	—	—	4	0,6

В сторону поверхности

В сторону тоннеля

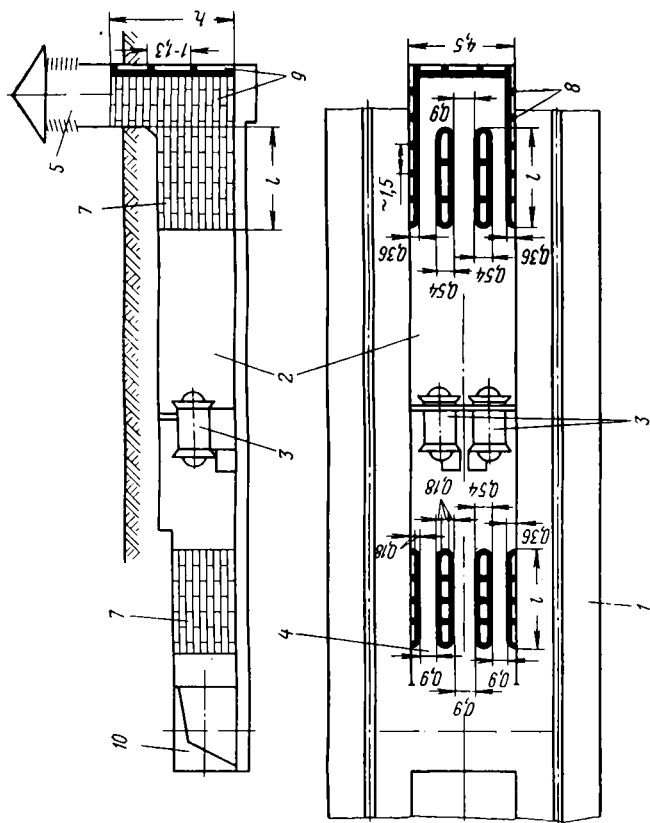


Рис. № 4. Схема размещения пластинчатых глушителей шума из бетонных шумопоглощающих блоков в вентиляционной установке тоннельной вентиляции, расположенной на перегоне мелкого заложения метрополитена на уровне и между путевыми тоннелями:

1—9 — то же, что и на рис. 1; 10 — проем для прохода воздуха в путевой тоннель

25 Продолжение прилож. 8

Характеристика к рис. 5

Конструкция ствола или тоннеля	Высота ствола H, м	Необходимое заглушение (дБ) при частоте (Гц)						Облицовка поворота	Пластинчатый глу- шитель длиной l, м		Гидравличе- ское сопроти- вление, кгс/м ²		
									с обли- цовкой поворота	без обли- цовки поворота			
		63	125	250	500	1000	2000					4000	8000
Бетонный		5	17,5	26,5	29,5	27,5	27,5	11,5	--	На высоту h (до киоска)	9	12	1,4
		--	6	8	11	11	12	10	--	--	--	5	1

В сторону поверхности

В сторону тоннеля

Характеристика к рис. 6

Конструкция ствола или тоннеля	Высота ствола H, м	Необходимое заглушение (дБ) при частоте (Гц)						Облицовка поворота	Пластинчатый глу- шитель длиной l, м		Гидравличе- ское сопро- тивление, кгс/м ²		
		63	125	250	500	1000	2000		4000	8000		с облицовкой поворота	без облицовки поворота
Бетонный									В сторону поверхности		2,5	6	2,5
									8,5	16			
									В сторону тоннеля		—	5	0,6
									5	6			

Характеристика к рис. 7

Конструкция ствола или тоннеля	Высота свода H, м	Необходимое заглушение (дБ) при частоте (Гц)						Облицовка поворота	Пластинчатый глу- шитель длиной l, м		Гидравличе- ское сопроти- вление, кгс/м ³
		63	125	250	500	1000	2000		4000	8000	
Бетонный		В сторону поверхности						Два пово- рота на высоту h	2,5	6	2,5
		—	8,5	16	17	14	10				
		В сторону станции						Облицовка камеры	5	7	0,6
		—	—	4	5	5	5				

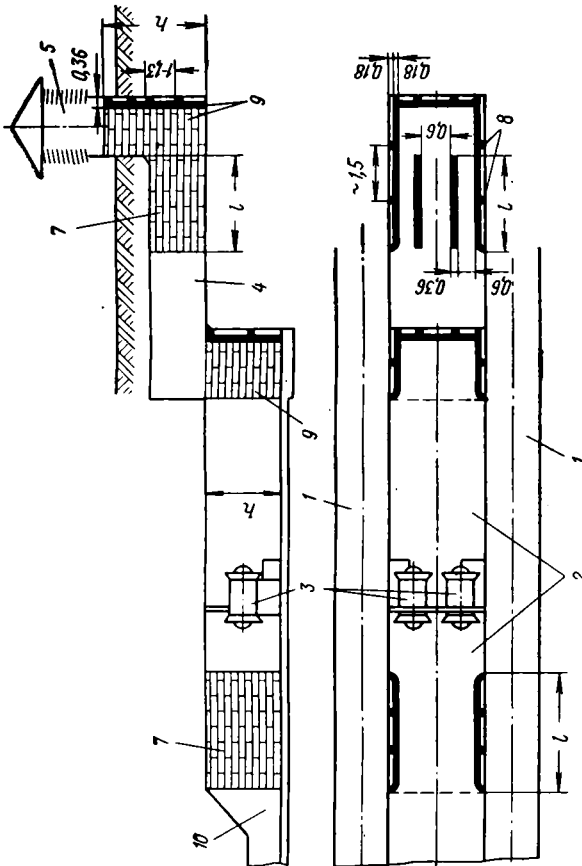


Рис. 7. Схема размещения с двумя поворотами пластинчатых глушителей шума из бетонных шумопоглощающих блоков в вентиляционной установке тоннельной вентиляции, расположенной на станции метростроения мелкого заложения, с выпуском воздуха на станцию через подплатформенный канал:
 1—9 — то же, что и на рис. 1; 10 — подплатформенный канал станции

Характеристика к рис. 8

Конструкция свода или тоннеля	Высота свода H, м	Необходимое заглушение (дБ) при частоте (Гц)						Облицовка поворота	Пластинчатый глушитель длиной l, м		Гидравлическое сопротивление, кгс/м ²	
		63	125	250	500	1000	2000		4000	8000		с облицовкой поворота
Бетонный	2	14,5	23,5	26,5	24,5	18,5	8,5	—	На высоту $\frac{h}{2}$ (до кноски)	8,5	11	2
	—	2,5	6	9,5	10	11,5	7	3		—	4,5*	0,5

В сторону поверхности

В сторону тупиков

* При наличии линейного пункта и смотровых канав длиной l = 12 м.

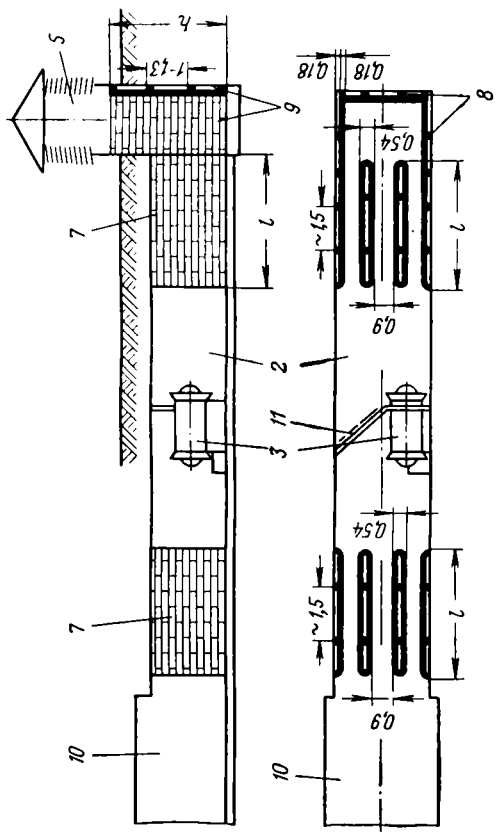


Рис. 8. Схема размещения пластинчатых глушителей шума из бетонных шумопоглощающих блоков в вентиляционной установке тоннельной вентиляции, расположенной в туннелях мелкого заложения:

2—9 — то же, что и на рис. 1; 10 — туннели

Характеристика к рис. 9

Конструкция ствола или тоннеля	Необходимое заглушение (дБ) при частоте (Гц)					Облицовка поворота	Пластинчатый глушитель длиной l , м		Гидравлическое сопротивление, кгс/м ²			
	63	125	250	500	1000		2000	4000		8000	с облицовкой поворота	без облицовки поворота
Тюбинговый	10	—	1	8	10,5	6	0,5	—	На высоту	2,5	4	0,8
	20	—	—	6,5	8,5	3	—	—	h	2,0	3,5	0,7
	30	—	—	5	5,5	—	—	—	(до кюска)	1,0	2,5	0,5
	40	—	—	3	3	—	—	—	То же	—	1,5	—
	50	—	—	—	—	—	—	—	→	—	—	—
В сторону поверхности												
Бетонный	10	—	—	9,5	12,5	8,5	—	—	На высоту	3,0	5,0	0,8
	20	—	—	9	12	8	—	—	h	2,5	4,5	0,8
	30	—	—	8,5	11,5	7,5	—	—	(до кюска)	2,0	4	0,8
	40	—	—	8	11	7	—	—	То же	2,0	4	0,8
	50	—	—	7,5	10,5	6,5	—	—	→	1,5	3,5	0,7
В сторону туннелей												
	10	—	2,5	6	9,5	10	11,5	7	3	—	4,5	0,5
	20	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	30	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	40	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	50	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
В сторону поверхности												
	10	—	—	9,5	12,5	8,5	—	—	На высоту	3,0	5,0	0,8
	20	—	—	9	12	8	—	—	h	2,5	4,5	0,8
	30	—	—	8,5	11,5	7,5	—	—	(до кюска)	2,0	4	0,8
	40	—	—	8	11	7	—	—	То же	2,0	4	0,8
	50	—	—	7,5	10,5	6,5	—	—	→	1,5	3,5	0,7
В сторону туннелей												
	10	—	25	6	9,5	10	11,5	7	3	—	4,5*	0,5
	20	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	30	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	40	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	50	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

* При наличии линейного пунта и смотровых канав длиной $l = 12$ м.

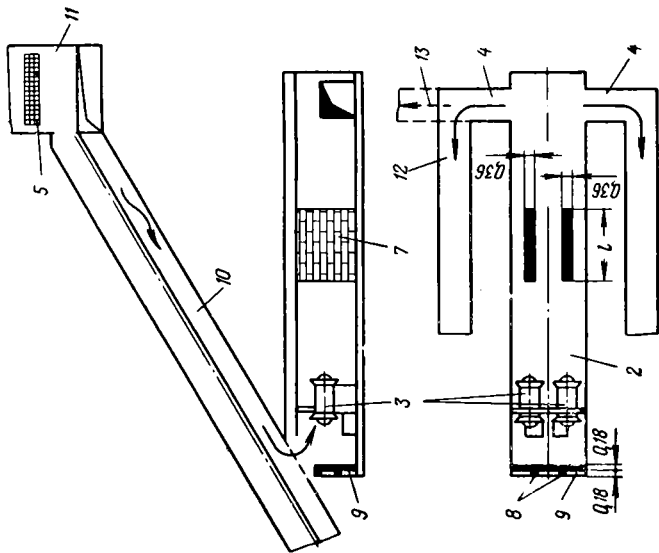


Рис. 10. Схема размещения пластинчатых глушителей шума из бетонных шумопоглощающих блоков в вентиляционной установке тоннельной вентиляции, расположенной на станции метрополитена глубокого заложения между путевыми тоннелями под наклонным эскалаторным тоннелем:

2—9 — то же, что и на рис. 1; 10 — воздушный канал в наклонном тоннеле; 11 — вестибуль станции; 12 — I вариант выхода воздуха в канал под платформой станции; 13 — II вариант выхода воздуха непосредственно в путевой тоннель, при котором устраивается глушитель 7

Характеристика к рис. 11

Конструкция свода или тоннеля	Длина свода м	Необходимое заглушение (дБ) при частоте (Гц)					Облицовка поворота	Пластинчатый глу- шитель длиной l, м		Гидравличе- ское сопроти- вление, кгс/м ²	
		63	125	250	500	1000		2000	4000		8000
Тюбинговый	10	—	4	11	13,5	9	3,5	—	4	6	3,2
	20	—	3	9,5	11	6	—	—	3	5	3
	30	—	—	8	8,5	3	—	—	2,5	4,5	2,8
	40	—	—	6	6	—	—	—	2	3,5	—
	50	—	—	4,5	3,5	—	—	—	—	2	—
В сторону поверхности											
Бетонный	10	—	4,5	12,5	15,5	11,5	—	—	4,5	6,5	3,5
	20	—	4	12	15	11	—	—	4,5	6,5	3,5
	30	—	3,5	11,5	14,5	10,5	—	—	4	6	3,2
	40	—	3	11	14	10	—	—	4	6	3,2
	50	—	2,5	10,5	13,5	9,5	—	—	3,5	5,5	3
В сторону поверхности											
В сторону станции											
В сторону поверхности											
В сторону станции											

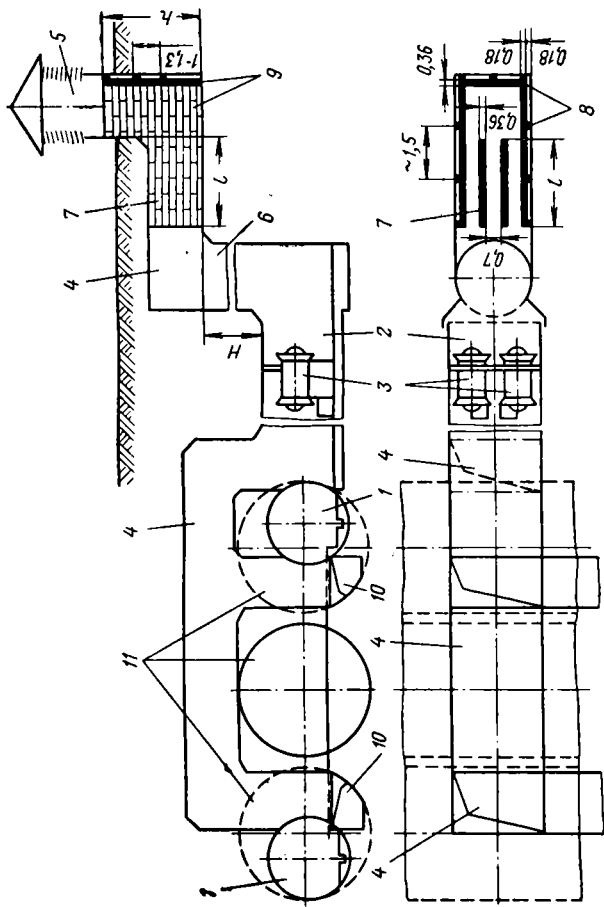
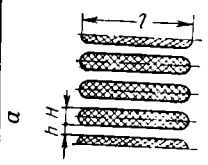
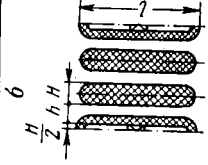
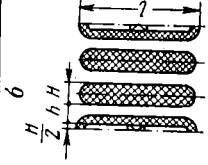
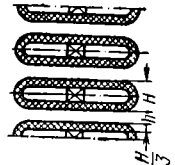


Рис. 11. Схема размещения пластинчатых глушителей шума из бетонных шумопоглощающих блоков в вентиляционной установке тоннельной вентиляции, расположенной на станции глубокого заложения у вентиляционной станционной шахты: 1—8 — то же, что и на рис. 1; 10 — вентиляционный канал под платформой станции; 11 — станционные тоннели

Эффективность глушителей (дБ на 1 м длины) для установок тоннельной вентиляции

Сечение глушителя	Размер, мм		Звукопоглощающий материал	Среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц								
	h	H		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
 <p>а</p>	200	180	Бетонные звукопоглощающие балки	1,2	2,2	4	8	9	8	5	4	
	400	180		0,6	1,2	2	4	4	4,5	4,5	3	2,5
	600	180		0,4	0,8	1,4	2,5	3,3	3,3	2,5	2,4	1,7
	800	180		0,3	0,6	1,1	1,9	2,5	2,5	2,4	1,8	1,2
 <p>б</p>	350	180	Звукопоглощающие блоки Ожерельевского кирпичного завода	0,6	1,4	2	3	3,7	4	3,4	2,8	
	900	180		0,3	0,7	1	1,8	2,2	2,2	2	1,8	1,2
	1400	180		0,2	0,5	0,9	1,2	1,4	1,4	1,5	1,5	1,1
 <p>б</p>	400	360	Бетонные звукопоглощающие блоки	1,1	2,3	4,5	6	5,6	5	4	3	
	600	360		0,8	1,5	3,3	4,2	4,3	4	4	3,1	2,3
	800	360		0,6	1,1	2,4	2,8	3	2,9	2,9	2,4	1,7
	1000	360		0,5	0,9	2	2,4	2,5	2,5	2,5	2	1,4
	1200	360		0,4	0,8	1,6	1,9	2	1,9	2	1,9	1,6
 <p>б</p>	400	540	То же	1,6	3,3	4,5	6	5,5	5	4	3	
	600	540		0,9	2	3,6	4,5	4,4	4	4	3,1	2
	800	540		0,7	1,5	2,5	2,9	3	2,7	2,7	2,2	1,5
	1000	540		0,6	1,2	2,1	2,4	2,5	2,3	2,3	1,8	1,2
	1200	540		0,5	1	1,8	2	2	1,8	2	1,8	1,5
800	540	0,6	1,1	2,5	2,9	3	2,9	3	2,9	2,4	1,6	

Приложение 9

Психрометрическая таблица
для температур от 0 до 25°С по мокрому
термометру при барометрическом давлении
745 мм рт. ст.

Показания морого термометра, °С	Разность показаний сухого и мокрого термометра																				
	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10
0	100	90	81	73	64	57	50	43	36	31	26	20	16	11	7	3					
1	100	90	82	74	66	59	52	45	39	33	29	23	19	15	11	7					
2	100	90	83	75	67	61	54	47	42	36	31	26	23	18	14	10					
3	100	90	83	76	69	63	56	49	44	39	34	29	26	21	17	13					
4	100	91	84	77	70	64	57	51	46	41	36	32	28	24	20	16	10				
5	100	91	85	78	71	65	59	54	48	43	39	34	30	27	23	19	14				
6	100	92	86	79	72	66	61	56	50	45	41	35	33	29	26	22	17				
7	100	92	86	79	73	67	62	57	52	47	43	39	35	31	28	25	22			10	
8	100	92	86	80	74	68	63	58	54	49	45	41	37	33	30	27	25			12	
9	100	93	87	82	75	70	65	60	55	51	47	43	39	35	32	29	27			14	
10	100	94	88	82	77	72	67	62	57	53	48	45	41	38	34	31	28			16	
11	100	94	88	82	77	72	68	63	58	54	50	47	43	40	36	33	30			17	
12	100	94	88	82	78	73	68	63	58	55	52	48	44	42	38	35	32			18	
13	100	94	89	83	78	73	69	64	61	57	53	50	46	43	40	37	34			21	
14	100	94	89	83	79	74	70	66	62	58	54	51	47	45	41	39	36			22	
15	100	94	89	84	80	75	71	67	63	59	55	52	49	46	43	41	37			24	
16	100	95	90	84	80	76	72	67	64	60	57	53	50	48	44	42	39			28	
17	100	95	90	84	81	76	73	68	65	61	58	54	52	49	46	44	40			30	
18	100	95	90	85	81	77	74	69	66	62	59	56	53	50	48	45	42			32	
19	100	95	91	85	82	77	74	70	66	63	60	57	54	51	48	46	42			33	
20	100	95	91	86	82	78	75	71	67	64	61	58	55	52	49	47	44			34	
21	100	95	91	86	83	79	75	71	68	65	62	59	56	53	50	47	44			36	
22	100	95	91	87	83	79	75	72	69	65	62	59	56	53	51	48	46			37	
23	100	96	91	87	83	80	76	73	69	66	63	60	57	55	52	50	47			38	
24	100	96	92	88	84	80	77	73	70	67	64	61	58	56	53	51	48			41	
																				42	
																				44	

Насыщенность воздуха водяными парами в процентах

Приложение 10

Основные технические характеристики автономных кондиционеров и механического осушителя воздуха

Назначение агрегата	Тип	Производительность			Холодоноситель	Теплоноситель	Расход воды, охлаждающей конденсатор (при температуре воды $t_{\text{в}} = 25^{\circ}\text{C}$), л/ч
		по воздуху, м ³ /ч	по холоду, ккал/ч	по теплу, ккал/ч			
Кондиционеры автономные	КА-6 *	1700	750	—	Фреон-12	—	1200
	1КС-12А *	2400	12 000	4130	То же	Электроподогрев	2060
	КСИ-12А *	3000	12 000	—	Фреон-22	—	2400
	КВ1-17 *	3500	17 000	—		—	3800
	КВ1-24 *	5400	24 000	—		—	4750
	КС-25 *	5000	25 000	8500		Электроподогрев	4000
	КС-35 *	7500	35 000	9400	Фреон-12	То же	7000
То же	КС-50 *	10000	50 000	15 000	То же	»	9300
»	Азербайджан-4м **	450	1600	—	Фреон-22	—	Воздушное охлаждение
»	Азербайджан-5	450	2200	—	—	—	То же
Механический осушитель воздуха	Азербайджан тип ОВВ-1,4	—	Количество удаляемой влаги 1,4 л/ч	—	Фреон-22	—	»
Установка кондиционирования воздуха	УКВ-1	900—1000	8000	19 000	Фреон-12	Вода с параметрами $t_{\text{гор}} = 95^{\circ}\text{C}$ $t_{\text{обр}} = 70^{\circ}\text{C}$	800
	УКВ-2 **	1900	12 000	32 000	То же	То же	1200

* Автоматическое поддержание температуры.

** Автоматическое поддержание температуры и влажности.

Примечание. 1. Для электроаппаратуры всех установок — ток переменный, трех

Допустимое давление воды, кгс/м ²	Свободный напор вен- тилятора, кгс/м ²	Мощность электро- двигате- лей, кВт		Мощность электрока- лорифера, кВт	Напряже- ние тока, В		Масса кондиционера (сухого), кг	Размеры, мм			Завод-изготовитель
		вентилятора	компрессора		в силовой сети	в сети управле- ния и сигнали- зации		высота	ширина	длина	
1,2—6,0	—	0,4	2,8	—	380	220	340	1400	535	950	Домодедовский машиностроитель- ный завод «Кондиционер» То же
1,2—6,0	5 ÷ 10	0,6	4,0	4,8	380	220	700	1770	660	1120	»
1,2—6,0	25	2,2	5,0	—	380	220	900	1900	900	1200	»
1,2—6,0	30	1,1	3,1	—	380	220	540	1800	500	1200	»
1,2—6,0	30	2,2	8,25	—	380	220	800	1800	860	1200	»
1,2—6,0	~ 10	2,2	6,5	10,5	380	220	1000	1960	930	1270	Тюменский завод по ремонту электровозов Домодедовский машиностроитель- ный завод «Кондиционер» То же
1,2—6,0	15	3,0	14,0	11,0	380	220	1500	1840	1040	1580	Бакинский маши- ностроительный завод им. 50-летия Советского Азербайджана То же
1,2—6,0	15	3,0	20,0	15,0	380	220	2000	1977	1130	1983	»
—	—	1,08	—	—	220	220	70	410	420	675	»
—	—	1,2	—	—	220	220	69	420	430	675	»
—	—	0,25	0,7	—	220	220	75	612	550	775	»
1,2—6,0	—	0,6	3,0	4,8	380	220	—	2100	600	1100	Казанский завод медицинской аппаратуры
1,2—6,0	—	0,8	3,8	4,8	380	220	630	1800	750	1200	То же

фазный, частотой 50 Гц. 2. Все кондиционеры снабжены противоопыльными фильтрами

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аэродинамическое сопротивление горных выработок и тоннелей метрополитена. М., «Недра», 1964. Авт.: Ф. А. Абрамов, В. А. Долинский, И. Е. Идельчик, И. О. Керстен, В. Я. Цодиков. 188 с. с ил.
2. Абрамович Г. Н. К расчету воздушного сопротивления поезда на открытой трассе и в тоннеле. М., 1939. 32 с. с ил. (ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского. Труды, вып. 400).
3. Арбузов Г. В. Вентиляция и санитарная техника метрополитенов. М., Трансжелдориздат, 1938. 232 с. с ил.
4. Арбузов Г. В. Вентиляция тоннелей метрополитенов. М., Трансжелдориздат, 1950. 88 с. с ил.
5. Баркалов Б. В., Карпис Е. Е. Кондиционирование воздуха в промышленных общественных и жилых зданиях. М., Стройиздат, 1971. 270 с. с ил.
6. Батурин В. В. Основы промышленной вентиляции. М., Профиздат, 1965. 608 с. с ил.
7. Бовин Г. М., Шашков И. И., Олейник А. М. Эскалаторы. М., Машгиз, 1955. 352 с. с ил.
8. Богатых С. А. Комплексная обработка воздуха в ценных аппаратах. Л., «Судостроение», 1964. 316 с. с ил.
9. Вайль Ю. С., Иванов В. В. Влияние униполярно и биполярно ионизированного воздуха на здоровых людей. — «Вопросы курортологии, физиотерапии и лечебной физической культуры». М., Медгиз, 1960, № 3.
10. Власов О. Е. Плоские тепловые волны. М., Изд. Теплотехнического института, 1927, № 3 (26). 38 с. с ил.
11. Власов О. Е. Основы строительной теплотехники. М., ВИА РКК, 1938. 286 с. с ил.
12. Витте Н. К. Тепловой обмен человека и его гигиеническое значение. Киев, 1956. 324 с. с ил.
13. Воропаев А. Ф. Тепловая депрессия шахтной вентиляции. М., Изд-во АН СССР, 1950. 282 с. с ил.
14. Временные рекомендации по акустическому расчету вентиляционных установок. Изд. института «Сантехпроект», 1966.
15. Кондиционирование воздуха. М., Госстройиздат, 1953. 518 с. с ил. Авт.: Н. В. Дегтярев, Б. В. Баркалов, Г. В. Архипов, Р. В. Павлов.
16. Дзидзигури А. А., Мухелишвили В. Л. Определение параметров однозначности работы двух параллельно включенных осевых вентиляторов. — «Труды Грузинского политехнического института им. С. М. Кирова», 1952, вып. 24.
17. Дзидзигури А. А. Характер работы параллельно включенных вентиляторов при многозначном режиме. — «Труды ИМТД АН ГССР», Т. 4. 1954, 112 с. с ил.
18. Идельчик И. Е. Гидравлическое сопротивление. М., Госэнергоиздат, 1954. 316 с. с ил.
19. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М., Энергоиздат, 1960. 464 с. с ил.
20. Идельчик И. Е. Аэродинамика промышленных аппаратов. М., «Энергия», 1964. 258 с. с ил.

21. Ингерсолл Л. Р., Зобель О., Ингерсолл А. К. Теплопроводность, ее применение в технике и геологии. Перевод с англ. М., Машгиз, 1959. 260 с. с ил.
22. Известия Днепропетровского горного института им. Артема. Т. 21. М., Углетехиздат, 1958. 260 с. с ил.
23. Исследование шума в тоннелях, создаваемого вентустановками и подвижным составом метрополитена с установлением допустимых уровней шума. М., 1966. 180 с. с ил. (МИСИ).
24. Калининский М. П. Наносы и вентиляторы. М., Госстройиздат, 1952. 188 с. с ил.
25. Каганович Е. А. Испытание трансформаторов малой и средней мощности. М., Госэнергоиздат, 1959. 212 с. с ил.
26. Каменев П. Н. Отопление и вентиляция. Ч. 1 и 2. М., Стройиздат, 1966. 768 с. с ил.
27. Керстен И. О. Аэродинамические испытания шахтных вентиляторов. М., «Недра», 1964. 164 с. с ил.
28. Кирпичев М. В., Михеев М. А., Эйгесон Л. С. Теплопередача. М., Госэнергоиздат, 1940. 292 с. с ил.
29. Койранский Б. Б., Уквольберг Л. Я., Дмитриев М. В. К вопросу о влиянии аэроионизации на работоспособность здорового человека. — «Гигиена труда и профессиональные заболевания». М., Медгиз, 1969, № 10. 186 с. с ил.
30. Лыков А. В. Теплопроводность нестационарных процессов. М., Госэнергоиздат, 1948. 232 с. с ил.
31. Максимов Г. А. Отопление и вентиляция, Ч. 2. Вентиляция. М., Стройиздат, 1949. 252 с. с ил.
32. Матвеев П. Н. Гигиенические основы благоустройства метрополитенов. М., Медицина. 1970. 272 с. с ил.
33. Мачинский В. Д. Теплопередача в строительстве. М., Госстройиздат, 1938. 294 с. с ил.
34. Минх А. А. Ионизация воздуха и ее гигиеническое значение. М., Медгиз. 1963. 352 с. с ил.
35. Михеев М. А. Основы теплопередачи. М., Госэнергоиздат, 1949. с. 396 с. с ил.
36. Нестеренко А. В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и конденсирования воздуха. М., «Высшая школа», 1971. 460 с. с ил.
37. Правила устройства электроустановок. Преобразовательные подстанции. Аккумуляторные установки. М., Госэнергоиздат, 1961. 24 с. с ил.
38. Радченко В. Д. Сопротивление движению вагонов метрополитена. М., Трансжелдориздат, 1957. 72 с. с ил.
39. Рубинэ М. Кондиционирование воздуха в подземных сооружениях. Перевод с франц. М., Госстройиздат, 1963. 216 с. с ил.
40. Санитарные нормы проектирования промышленных предприятий. СН 245-71. М., Стройиздат, 1971. 97 с.
41. Скочинский А. А., Ксенофонтова А. И., Идельчик И. Е. Аэродинамическое сопротивление шахтных стволов и способы его снижения. М., Углетехиздат, 1953. 363 с. с ил.
42. Смухнин П. Н., Цодиков В. Я. О необходимости искусственной ионизации воздуха в подземных сооружениях. — «Водоснабжение и санитарная техника», 1970, № 7.
43. Смухнин П. Н., Казанцев Б. А. Курс отопления и вентиляции. М., 1951. 484 с. с ил. (ВИА им. В. В. Куйбышева).
44. Смухнин П. Н., Кулжинский Ю. И., Пейсахович С. И. Курс отопления и вентиляции. М., 1961. 542 с. (ВИА им. В. В. Куйбышева).
45. Строительные нормы и правила. Метрополитены. Нормы проектирования СНиП II-Д. 3—68. М., Стройиздат, 1969. 40 с. с ил.
46. Строительные нормы и правила. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Нормы проектирования СНиП II-Г. 7—62. М., Стройиздат, 1964. 62 с.

47. Строительные нормы и правила. Строительная климатология и геофизика. СНиП II-A. 6—72. М., Стройиздат, 1972. 320 с. с ил.
48. Строительные нормы и правила. Строительная теплотехника. Нормы проектирования СНиП II-A. 7—71. М., Стройиздат, 1973. 32 с. с ил.
49. Технические условия. Сооружения гражданских предприятий. (ТУ 588—60). М., Связьиздат, 1961. 64 с.
50. Указания по проектированию отопления и вентиляции производственных и вспомогательных зданий промышленных предприятий СН 7—57. М., Госстройиздат, 1958. 136 с. с ил.
51. Указания по расчету воздушно-тепловых завес у наружных входов многоэтажных общественных зданий. М., 1966. 10 с. с ил. (Сантехпроект).
52. Указания по расчету звукоизоляции однослойных и отдельных ограждений от воздушного шума. Челябинск, 1965. 19 с. с ил. (Уральский ГосНИИ сборных железобетонных изделий и конструкций).
53. Указания по проектированию общих коллекторов для подземных сетей населенных мест. СН 329—65. М., Стройиздат, 1966. 36 с.
54. Ушаков К. А., Брусилковский И. В., Бушель А. Р. Аэродинамика осевых вентиляторов и элементы их конструкций. М., Госгортехиздат, 1960. 422 с. с ил.
55. Ушаков К. А., Бушель А. Р. Шахтные вентиляционные установки с осевыми вентиляторами. Аэродинамические характеристики и конструкции. М., Углетехиздат, 1958. 92 с. с ил.
56. Фокин К. Н. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий. М., Госстройиздат, 1958. 212 с. с ил.
57. Франчук А. У. Таблицы теплотехнических показателей строительных материалов. М., Стройиздат, 1949, 186 с.
58. Фукс Н. А. Механика аэрозолей. М., Академиздат, 1955. 318 с. с ил.
59. Цодиков В. Я. Выделение тепла эскалаторами. — «Метрострой», 1965, № 8. 32 с. с ил.
60. Цодиков В. Я., Герасименко В. Г. Метеорологические условия Бакинского метрополитена. — «Метрострой». М., 1966, № 7. 32 с. с ил.
61. Цодиков В. Я. Служба вентиляции на метрополитене. — В кн.: Вентиляторы. М., 1968, с. 40—51.
62. Цодиков В. Я. Взаимодействие работающих вентиляторов системы тоннельной вентиляции и поршневого эффекта движущихся в метрополитене поездов. — «Транспортное строительство». 1974, № 5, с. 47—49.
63. Чижевский А. Л. Аэроионизация в народном хозяйстве. М., Госпланиздат, 1960. 324 с. с ил.
64. Шепелев И. А. Основы расчета воздушных завес, приточных струй и пористых фильтров. М., Стройиздат, 1950. 140 с. с ил.
65. Щербань А. Н., Кремнев О. А. Научные основы расчета и регулирования теплового режима глубоких шахт. Т. 1 и 2. Киев, Изд-во АН УССР, 1959—1960. 612 с. с ил.
66. Щербань А. Н., Кремнев О. А., Журавленко В. Я. Справочное руководство по тепловым расчетам шахт и проектированию установок для охлаждения рудничного воздуха. М., «Недра», 1964. 508 с. с ил.
67. Эльтерман В. М. Воздушные завесы. М., Машгиз, 1964. 278 с. с ил.
68. Юдин Е. Я. Исследование шума вентиляторных установок и методов борьбы с ним. М., Оборонгиз, 1958. 227 с. с ил. (ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского. Труды, вып. 713).
69. Юдин Е. Я. Глушение шума вентиляционных установок. М., Госстройиздат, 1958. 159 с. с ил.
70. Юдин Е. Я. и др. Борьба с шумом. М., Стройиздат, 1964. 702 с. с ил.
71. Юдин Е. Я., Осипов Л. Г., Федосеева Е. Н. и др. Звукопоглощающие и звукоизоляционные материалы. М., Стройиздат, 1966. 248 с. с ил.
72. Юдин Е. Я., Терехин А. С. Борьба с шумом шахтных вентиляционных установок. М., «Недра», 1973. 200 с. с ил.

73. Юдин Е. Я., Цодиков В. Я., Терехин А. С. Борьба с шумом тоннельной вентиляции. — «Метрострой», 1967, № 5.
74. Юдин Е. Я., Терехин А. С., Цодиков В. Я. Борьба с шумом и вибрациями. М., Стройиздат, 1966. 296 с. с ил.
75. Юдин Е. Я., Цодиков В. Я., Терехин А. С. и др. Способ изготовления крупнопористых изделий. — «Бюллетень изобретений», 1968, № 5.
76. Языков В. Н. Теоретические основы проектирования судовых систем кондиционирования воздуха. М., «Судостроение», 1967. 256 с. с ил.
77. F u g e h n e r Н. Baustoffbedingte Einflüsse auf die Luftelektrizität in Räumen und auf das Behaglichkeit — seempfinden des Menschen. Heiz — Luft — Haustechn. (1968) Nr 5. Mai.
78. Осевой многоступенчатый реверсивный вентилятор. Авторское свидетельство № 369 812. — «Бюллетень изобретений», 1973, № 4. Авт.: Цодиков В. Я., Ланчиков К. В., Брусилковский И. В. и др.

О Г Л А В Л Е Н И Е

Предисловие	3
<i>Глава I. Сооружения и технологическое оборудование метрополитенов</i>	5
§ 1. Основная характеристика метрополитена	5
§ 2. Станции, перегонные тоннели и вспомогательные сооружения метрополитена	7
§ 3. Электротехнические и санитарно-технические устройства, СЦБ и связь	8
§ 4. Основные показатели метрополитенов Советского Союза	14
<i>Глава II. Гигиенические основы вентиляции метрополитенов</i>	17
§ 1. Влияние качества воздуха и метеорологических факторов на самочувствие людей и сохранность оборудования	17
§ 2. Ионизация воздуха	21
§ 3. Вредности, выделяемые в сооружениях метрополитена и вносимые наружным воздухом	29
<i>Глава III. Системы вентиляции тоннелей метрополитенов и основные положения их расчетов</i>	32
§ 1. Основные принципы и способы вентиляции	32
§ 2. Описание систем вентиляции тоннелей мелкого и глубокого заложения	34
§ 3. Вентиляция станций	53
§ 4. Вентиляция пересадочных коридоров, наклонных эскалаторных тоннелей, кассовых залов вестибюлей, уличных переходов	57
§ 5. Вентиляция тупиков и соединительных тоннелей между линиями метрополитена	59
§ 6. Вентиляция тоннелей на участках их выхода на поверхность	62
§ 7. Вентиляция вагона метрополитена	62
§ 8. Основные положения расчета тоннельной вентиляции метрополитена	64
<i>Глава IV. Определение количества вредностей, выделяющихся в тоннелях и притоннельных сооружениях метрополитенов</i>	69
§ 1. Тепловыделения	69
§ 2. Влаговыделения	98
§ 3. Газо- и пылевыведения	105

Глава V. Теплопередача через ограждающие конструкции тоннельных сооружений	110
§ 1. Основные понятия и уравнения теплопередачи	110
§ 2. Теплофизическая характеристика грунтов и ограждающих конструкций тоннелей	116
§ 3. Определение температуры грунтов	120
§ 4. Определение постоянного теплового потока в грунт из тоннельных сооружений большой протяженности	125
§ 5. Определение коэффициента теплоотдачи	136
§ 6. Определение расчетного диаметра тоннеля, когда его сечение отличается от окружности	139
§ 7. Определение времени z и конечных расчетных температур воздуха $t_{в1}^*$, при поступлении теплового потока в грунт	140
§ 8. Взаимное влияние на теплопередачу в грунт двух рядом параллельно расположенных тоннелей и примеры расчетов по материалам § 4—8 данной главы	155
§ 9. Методика расчета охлаждения грунта	166
§ 10. Методика определения расчетной температуры грунта для тоннелей, расположенных у поверхности	169
§ 11. Сопоставление выведенных формул и методики расчетов с данными эксперимента	174
§ 12. Сопоставление выведенных формул и разработанной методики с формулами, известными по литературным данным	178
Глава VI. Определение воздухообмена в путевых тоннелях метрополитенов	181
§ 1. Выявление вредности, по которой необходимо определять воздухообмен	181
§ 2. Определение количества воздуха по теплоизбыткам и влаговыделению для вентиляции тоннелей	182
§ 3. Определение величины циркуляционных потоков воздуха в тоннелях в зависимости от поршневого действия движущихся поездов и результаты исследований процессов в натурных условиях	193
§ 4. Определение расчетных параметров воздуха	202
§ 5. Некоторые случаи охлаждения и подогрева воздуха тоннелей	211
§ 6. Режим работы системы тоннельной вентиляции, общие замечания к определению воздухообмена и принципы управления	228
§ 7. Определение нарастания концентрации вредных веществ в воздухе во времени	234
§ 8. Определение воздухообмена в пересадочных коридорах станций, отстойных тупиках, соединительных тоннелях между линиями метрополитена и для систем тоннельной вентиляции с байпасом № 2а	237
§ 9. Сопоставление разработанной методики расчетов воздухообмена тоннельной вентиляции с экспериментальными данными	242

<i>Глава VII. Определение аэродинамического сопротивления вентиляционных систем</i>	255
§ 1. Общие закономерности движения воздуха, характеристика аэродинамического сопротивления и его составляющих	255
§ 2. Расчеты и экспериментальное определение аэродинамического сопротивления трению в тоннелях метрополитена	260
§ 3. Определение местных сопротивлений	284
§ 4. Влияние гравитационных сил на движение воздуха в тоннелях метрополитена	286
§ 5. Определение количества воздуха, проходящего через шахты при вентиляции тоннелей с естественным побуждением	288
§ 6. Определение аэродинамического сопротивления системы тоннельной вентиляции при работе вентиляторов через шахты и порталы	294
§ 7. Явление дутья на станциях метрополитена и мероприятия по его снижению	300
 <i>Глава VIII. Оборудование систем тоннельной вентиляции метрополитенов. Установки и конструктивные узлы</i>	 312
§ 1. Вентиляторы и электродвигатели	312
§ 2. Совместная работа вентиляторов	329
§ 3. Конструкция и расчет форсуночных охладительных камер	334
§ 4. Конструкция устройств испарительного охлаждения в перегонных тоннелях метрополитена	361
§ 5. Глушение вентиляторного шума	363
§ 6. Вентиляционные шахты, эскалаторные тоннели, вентиляционные камеры и наземные вентиляционные киоски	388
§ 7. Меры, предотвращающие переохлаждение зимой приточных вентиляционных шахт и порталных участков тоннелей. Воздушные завесы у порталов	410
§ 8. Теплоизоляция тоннельных сооружений	442
 <i>Глава IX. Вентиляция и вентиляционное оборудование вспомогательных сооружений и помещений метрополитенов</i>	 445
§ 1. Общие вопросы устройства и оборудования местных систем вентиляции	445
§ 2. Оборудование местных систем вентиляции	446
§ 3. Вентиляция тягово-понижительных и понижительных электроподстанций, кабельных коллекторов и аккумуляторов	467
§ 4. Вентиляция других вспомогательных помещений	478
 <i>Глава X. Теплоснабжение сооружений метрополитенов</i>	 483
§ 1. Потребители и источники теплоснабжения	483
§ 2. Отопление сооружений метрополитена	488

§ 3. Воздушно-тепловые завесы входов и выходов кассовых залов вестибюлей метрополитенов. Конструкция, результаты исследований и расчет	493
§ 4. Обогрев ступеней лестничных сходов с поверхности в метрополитен. Опыт эксплуатации, конструкция и расчет	500
§ 5. Обогрев подножных решеток в кассовых залах вестибюлей. Описание конструкции и расчет	511
<i>Приложение 1.</i> Теплофизические характеристики грунтов, некоторых конструкций и материалов при их температуре $t_{гр} = +5 \pm \div 10^{\circ}C$	515
<i>Приложение 2.</i> Среднемесячные (за длительный период) температуры почвы для некоторых городов Советского Союза	522
<i>Приложение 3.</i> Температура грунта на минимальной глубине, не подверженной влиянию колебания наружных температур, для некоторых городов СССР	523
<i>Приложение 4.</i> Таблица возможных положений смотровых люков и приводных редукторов с сервомотором ВМД-24	524
<i>Приложение 5.</i> Расчетные наружные (на поверхности) и на станциях метрополитена параметры воздуха для некоторых городов Советского Союза	525
<i>Приложение 6.</i> Расчетная температура воздуха и величина воздухообмена для помещений метрополитена различного назначения	528
<i>Приложение 7.</i> Временные технические условия (ВТУ) на звукопоглощающие блоки из крупнопористого бетона	531
<i>Приложение 8.</i> Схемы и характеристики устройств шумоглушения из звукопоглощающих блоков крупнопористого бетона в установках тоннельной вентиляции метрополитенов	534
<i>Приложение 9.</i> Психрометрическая таблица для температур от 0 до 25 °С по мокрому термометру при барометрическом давлении 745 мм рт. ст.	557
<i>Приложение 10.</i> Основные технические характеристики автономных кондиционеров и механического осушителя воздуха	558
Список литературы	560

Вениамин Яковлевич Цодиков

**Вентиляция и теплоснабжение
метрополитена**

Редактор издательства **Е. З. Шуберт**

Художественный редактор **О. Н. Зайцева**

Художник **В. М. Лукьянова**

Технические редакторы **В. В. Соколова, Л. Н. Шиманова**

Корректоры **К. И. Савенкова, Е. И. Фассасси**

•

Сдано в набор 25/III 1975 г.

Подписано в печать 6/VIII 1975 г.

Т-10480. Формат 60 × 90¹/₁₆. Бумага № 1.

Печ. л. 35,5. Уч.-изд. л. 33,01. Тираж 2600 экз.

Заказ 173/4774—10. Цена 2 р. 01 к.

Издательство «Недра», 103633, Москва, К-12,

Третьяковский пр., 1/19.

Ленинградская типография № 6 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
196006, г. Ленинград, Московский пр., 91.
