



УЧЕБНИКИ
И УЧЕБНЫЕ
ПОСОБИЯ
ДЛЯ СТУДЕНТОВ ВЫСШИХ
УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ

КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПО ТЕПЛОТЕХНИКЕ И ПРИМЕНЕНИЮ ТЕПЛОТЫ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ

Под редакцией доктора технических наук, профессора Б. Х. Драганова

Допущено Главным управлением высших учебных заведений при Государственной комиссии Совета Министров СССР по продовольствию и закупкам в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений по специальности "Электрификация и автоматизация сельского хозяйства"



МОСКВА ВО "АГРОПРОМИЗДАТ" 1991

ББК 40.7
К93
УДК 631.37:658.264(075.8)

Авторы: Б. Х. Драганов, С. А. Ковалев, В. А. Лазоренко, А. А. Марченко, А. Г. Шубанов, В. А. Коротиненский

Редактор *Р. П. Крайнева*

Рецензенты: профессор *А. А. Захаров* (Волгоградский сельскохозяйственный институт) и профессор *М. С. Ильяхин* (Московский ордена Трудового Красного Знамени институт инженеров сельскохозяйственного производства им. В. П. им. В. П. Горячкина)

Курсовое проектирование по теплотехнике и применению
K93 теплоты в сельском хозяйстве: Учеб. пособие для вузов / Драганов Б. Х., Ковалев С. А., Лазоренко В. А. и др.; Под ред. Драганова Б. Х. — М.: Агропромиздат, 1991. — 176 с.: ил.

ISBN 5-10-001167-X

Приведены сведения о потребителях теплоты в сельском хозяйстве. Рассмотрены методы проектирования систем отопления и вентиляции зданий, котельных установок, систем теплоснабжения населенных пунктов и производственных объектов, конвективной сушки зерна. Уделено внимание технико-экономической оценке проектируемых систем и установок.

Для студентов по специальности "Электрификация и автоматизация сельского хозяйства"

К $\frac{3703000000-191}{035(01)-91}$ 218-91

ББК 40.7

ISBN 5-10-001167-X

© Б. Х. Драганов, С. А. Ковалев, В. А. Лазоренко, А. А. Марченко, А. Г. Шубанов, В. А. Коротинский, 1991

ПРЕДИСЛОВИЕ

Современное сельскохозяйственное производство – крупный потребитель топливно-энергетических ресурсов. В сельских районах тепловую энергию расходуют на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение производственных, общественных и жилых зданий, создание искусственного микроклимата в животноводческих помещениях, сооружениях защищенного грунта, хранилищах и др.

Для систем теплоснабжения сельского хозяйства характерны большая разобщенность, разнообразие потребителей и неравномерность тепловых нагрузок не только в течение года, но и в течение суток. Эффективное использование энергии в хозяйствах возможно при учете указанных особенностей теплопотребления. Немаловажны также задачи рациональной передачи теплоты от источника к потребителям.

Из-за роста энергетических мощностей в агропромышленном комплексе все более остро ставится вопрос об экономии энергоресурсов, изыскании надежных нетрадиционных, постоянно возобновляемых источников энергии, создании энергосберегающих экологически чистых технологий, о наличии квалифицированных кадров энергетиков.

Инженер сегодняшнего дня должен знать не только все этапы производства – от проектирования до монтажа оборудования и его эксплуатации, но и владеть методами применения электронно-вычислительной техники, иметь четкие представления об основных тенденциях развития науки в данной области.

Курсовое проектирование, являясь одним из составляющих учебного процесса, способствует закреплению студентами теоретических знаний, приобретению практических навыков, формированию способностей самостоятельно решать конкретные инженерные задачи. Однако специальной литературы по данным вопросам, адресованной студентам сельскохозяйственных вузов инженерных специальностей, к сожалению, еще мало. Настоящая книга призвана в какой-то мере восполнить этот пробел.

В учебном пособии, написанном в соответствии с действующей программой, изложены методы проектирования основных потребителей теплоты в сельском хозяйстве, приведены программы расчета на ЭВМ.

При написании курсовой работы, кроме рекомендаций настоящего учебного пособия, следует пользоваться соответствующими учебниками, строительными нормами и правилами, список которых дан в конце книги, а также статьями в периодических изданиях и монографиях.

Главы 1, 2 и 8 написаны профессором Б. Х. Драгановым, главы 3, 4 и 7 – доцентом А. Г. Цубановым. Глава 5 написана профессором Б. Х. Драгановым совместно с доцентом П. А. Василовым, а глава 6 – совместно с доцентом В. А. Лазоренко; приложения 1...4 написаны кандидатом технических наук С. А. Ковалевым совместно с А. А. Марченко, приложение 5 – доцентом В. А. Коротинским. Общее редактирование книги выполнено Б. Х. Драгановым.

Глава I. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ ЖИЛЫХ, ОБЩЕСТВЕННЫХ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ

§ 1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ, ОБЪЕМ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ

В качестве объекта проектирования можно принять жилой дом, школу, административное или производственное здание. При этом необходимо указать размеры здания, планировку помещений и число этажей.

Исходные данные должны содержать план и разрезы здания, его ориентацию относительно сторон света, района расположения и вид теплоносителя. При проектировании производственных зданий в исходные данные обычно включают: тип производства; оборудование, находящееся в помещении (количество станков, насосов, вентиляторов, их мощности); площадь открытых водных поверхностей и температуру воды; суммарную мощность источников освещения; число обслуживающего персонала.

В расчетно-пояснительной записке рекомендуется выделить следующие разделы: выбор системы отопления и расчет теплопотерь через наружные ограждения; расчет тепловой мощности системы отопления; расчет и подбор отопительных приборов.

Графическую часть выполняют на одном листе формата А1, на котором изображают планы, разрезы и аксонометрические схемы проектируемых систем или план и разрезы устанавливаемого оборудования (отопительных приборов, насосов, расширительного бака).

Элементам систем отопления присваивают марку и порядковый номер. Например, для отопительного агрегата А номера элементов записывают А1, А2 и т. д.

Элемент	Марка
Отопительные агрегаты	А
Стояк системы отопления	Ст
Главный стояк	ГСт
Компенсатор	К
Горизонтальная ветвь системы отопления	ГВ

Обозначения диаметров трубопроводов дают на линии выноски. Для стальных водогазопроводных труб указывают диаметр условного прохода, для других стальных труб – наружный диаметр и толщину стенки (через знак умножения).

Планы и разрезы систем отопления выполняют в масштабе 1:50, 1:100 или 1:200, планы и разрезы установок – в масштабе 1:50 или 1:100, узлы – в масштабе 1:20 или 1:50. При детальном изображении узлов используют масштабы 1:2, 1:5 или 1:10.

На планах и разрезах отмечают:

- координационные оси здания и расстояния между ними;
- строительные конструкции и технологическое оборудование, влияющие на прокладку трубопроводов;
- чистые полы этажей и основных площадок;
- размерные привязки установок, трубопроводов, неподвижных опор и компенсаторов к координационным осям или элементам строительных конструкций;
- диаметры (сечения) трубопроводов;
- число секций радиаторов, число и длину чугунных ребристых труб, длину регистра из стальных гладких труб;
- стояки системы отопления.

Кроме этого, на планах дают наименование помещений (допускается приводить наименование в экспликации помещений), а на разрезах – отметки уровней осей трубопроводов.

Аксонметрические схемы систем выполняют в фронтальной изометрической проекции в масштабе 1:50, 1:100 или 1:200. Элементы систем показывают условными графическими обозначениями. При большой протяженности трубопроводов допускается изображать их с разрывом в виде пунктирной линии.

На схемах систем отопления указывают:

- трубопроводы и их диаметры;
- уровень осей трубопроводов и уклоны трубопроводов;
- неподвижные опоры, компенсаторы;
- запорно-регулирующую арматуру и контрольно-измерительные приборы;
- стояки систем отопления;
- отопительные приборы.

Рекомендации по оформлению курсовой работы приведены в приложении 1.

§ 2. ВЫБОР СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Системы водяного отопления рекомендуется проектировать одно- и двухтрубные. При этом, как правило, следует предусматривать искусственное побуждение циркуляции воды.

Систему отопления и отопительные приборы можно выбирать в соответствии с приложением 10 [36]. При выполнении курсовой работы надо учитывать рекомендации, приведенные в таблице 1.

Системы парового отопления допускается применять для производственных объектов, в которых пар используют для технологических потребителей.

1. Рекомендация по выбору системы отопления [36]

Здания и помещения	Система отопления, отопительные приборы, теплоноситель и его предельная температура
Жилые, общественные и административно-бытовые	Водяная, радиаторы и конвекторы: температура теплоносителя для систем двухтрубных 95 °С; одноконтурных 105 °С
Детские дошкольные учреждения	Водяная, радиаторы: температура теплоносителя 85 °С
Предприятия общественного питания	Водяная, радиаторы, конвекторы и гладкие трубы: температура теплоносителя 150 °С
Клубные	Водяная, радиаторы и конвекторы: температура теплоносителя 115 °С
Производственные, сельскохозяйственного назначения	Водяная и паровая: температура теплоносителя: воды 150 °С, пара 130 °С

§ 3. РАСЧЕТ ТЕПЛОПOTЕРЬ ЧЕРЕЗ НАРУЖНЫЕ ОГРАЖДЕНИЯ

Потери теплоты через наружные ограждения, Вт, определяют, суммируя теплопотери через отдельные ограждающие конструкции:

$$\Phi_{\text{т.п}} = \frac{A_0}{R_0} (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) (1 + \sum \beta_i) n, \quad (1)$$

где A_0 — площадь поверхности ограждающей конструкции, м²; R_0 — сопротивление теплопередаче ограждающей конструкции, м² · К/Вт; $t_{\text{в}}$ — расчетная температура внутри помещения, °С; $t_{\text{н}}$ — расчетная температура наружного воздуха (параметр Б для холодного воздуха), °С; β_i — добавочные потери теплоты в долях от основных потерь; n — коэффициент, учитывающий положение наружной поверхности ограждения по отношению к наружному воздуху (определяют его по СНиП II-3—79**) [33].

Добавочные потери теплоты β_i через ограждающие конструкции помещений принимают по СНиП 2.04.05—86 в долях от основных потерь:

а) для наружных стен, дверей и окон, обращенных на север, восток, северо-восток и северо-запад, — 0,1, на юго-восток и запад — 0,05;

б) для общественных, административно-бытовых и производственных зданий при наличии двух наружных стен и более — соответственно 0,15 и 0,1;

в) в типовых проектах на все страны света — 0,08 при одной наружной стене и 0,13 (кроме жилых зданий) при двух и более стенах в помещении;

г) для наружных дверей, не оборудованных воздушными или воздушно-тепловыми завесами, при высоте здания H , м: 0,27 H — для двойных дверей с тамбуром между ними; 0,34 H — для двойных дверей без тамбура; 0,22 H — для одинарных дверей;

д) для наружных ворот, не оборудованных воздушными или воздушно-тепловыми завесами: при отсутствии тамбура — 3; при наличии тамбура — 1.

Добавочные потери на инфильтрацию воздуха через притворы фрамуг окон, дверей и ворот рассчитывают в соответствии с ведомственными указаниями.

Расход теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха, Вт:

$$\Phi_i = 0,278 \Sigma G_i c (t_b - t_n) K, \quad (2)$$

где ΣG_i — расход инфильтрующегося воздуха через ограждающие конструкции, кг/ч; c — удельная теплоемкость воздуха, равная 1 кДж/(кг·К); K — коэффициент учета влияния встречного теплового потока в конструкциях. Его значение можно принять: для окон и балконных дверей с раздельными переплетами — 0,8; для окон и балконных дверей со спаренными переплетами, одинарных окон, открытых проемов — 1,0.

Расход инфильтрующегося воздуха в помещении ΣG_i находят по приложению 9 [36].

Для жилых и общественных зданий при естественной вытяжной вентиляции расход теплоты, Вт, на нагревание инфильтрующегося воздуха принимают большим из значений, полученных при расчете формул (1) и (2):

$$\Phi'_i = 0,278 L_y \rho c (t_b - t_n), \quad (3)$$

где L_y — расход удаляемого воздуха, м³/ч (для жилых зданий можно принять равным 3 м³/ч на 1 м² площади жилых помещений и кухни); ρ — плотность наружного воздуха, кг/м³.

При отсутствии необходимых данных для расчета инфильтрации воздуха в производственных сельскохозяйственных помещениях можно принять значение потока теплоты на инфильтрацию, равное 30 % основных потерь теплоты через ограждающие конструкции.

Микроклимат (то есть температура, относительная влажность и скорость движения воздуха) в жилых, общественных и административно-бытовых помещениях регламентируется СНиП 2.04.05–86 [36]: температура в холодный период года должна быть от 18 до 22 °С, относительная влажность — не более 65 %, скорость воздуха — не более 0,2 м/с.

Параметры микроклимата в рабочей зоне производственных помещений следует обеспечить по ГОСТ 12.1.005–76. При этом расчетную температуру воздуха для холодного периода года или переходного следует принимать минимальную из допустимых.

Для зданий сельскохозяйственного назначения при расчете систем отопления на холодный период года следует принимать параметры Б. Для переходного периода расчетные параметры наружного воздуха: температура 8 °С и удельная энтальпия 22,5 кДж/кг.

Сопrotивление теплопередаче, м² · К/Вт, для каждого ограждения:

$$R_o = R_b + \Sigma \frac{\delta_i}{\lambda_i} + R_{в.п} + R_n, \quad (4)$$

где $R_b = 1/\alpha_b$; $R_{в.п}$ и $R_n = 1/\alpha_n$ — сопротивления теплопередаче при переходе теплоты от воздуха помещения к внутренней поверхности ограждения, через замкнутую воздушную

прослойку и от наружной поверхности ограждения к наружному воздуху, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$; $\alpha_{\text{в}}$ и $\alpha_{\text{н}}$ — коэффициенты теплообмена на внутренней и наружной поверхностях ограждений, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; δ_i и λ_i — толщина, м, и теплопроводность, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, слоев ограждений.

Для жилых и общественных зданий коэффициенты теплообмена у внутренней поверхности $\alpha_{\text{в}}$ принимают: при $h/a < 0,3$ для гладких поверхностей и для потолков с выступающими ребрами $\alpha_{\text{в}} = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, при $h/a > 0,3$ для потолков $\alpha_{\text{в}} = 7,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, где h — высота ребер, м; a — расстояние между гранями соседних ребер, м.

В животноводческих и птицеводческих помещениях вследствие более интенсивного потока излучения в помещении (между животными и внутренними поверхностями ограждений) коэффициенты $\alpha_{\text{в}}$ имеют другие значения. Для стен помещений с плотностью заполнения более 80 кг живой массы на 1 м^2 пола $\alpha_{\text{в}} = 11,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; с плотностью заполнения менее 80 кг живой массы $\alpha_{\text{в}} = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Для потолков всех животноводческих и птицеводческих зданий $\alpha_{\text{в}} = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Коэффициент теплообмена у наружной поверхности принимают по таблице 6 СНиП II-3-79** [33]: $\alpha_{\text{н}} = 23,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Термическое сопротивление замкнутых воздушных прослоек приведено в таблице 2.

2. Термическое сопротивление прослойки $R_{\text{в.п.}}$, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$

Толщина прослойки, мм	Горизонтальной при потоке теплоты снизу вверх и вертикальной		Горизонтальной при потоке теплоты сверху вниз	
	при температуре воздуха в прослойке			
	положительной	отрицательной	положительной	отрицательной
10	0,13	0,15	0,14	0,15
50	0,14	0,17	0,17	0,22
100	0,15	0,18	0,18	0,23
200...300	0,15	0,19	0,19	0,24

Сопротивление теплопередаче $R_{\text{о}}$, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, окон и дверей должно соответствовать следующим нормированным значениям.

Одинарное остекление окон в деревянных переплетах	0,17
То же, в металлических переплетах	0,16
Двойное остекление окон в деревянных спаренных переплетах	0,34
То же, в металлических спаренных переплетах	0,31
Ворота и наружные деревянные одинарные двери	0,22
То же, двойные	0,43
Внутренние одинарные двери	0,34

Теплофизические свойства строительных материалов приведены в [33].

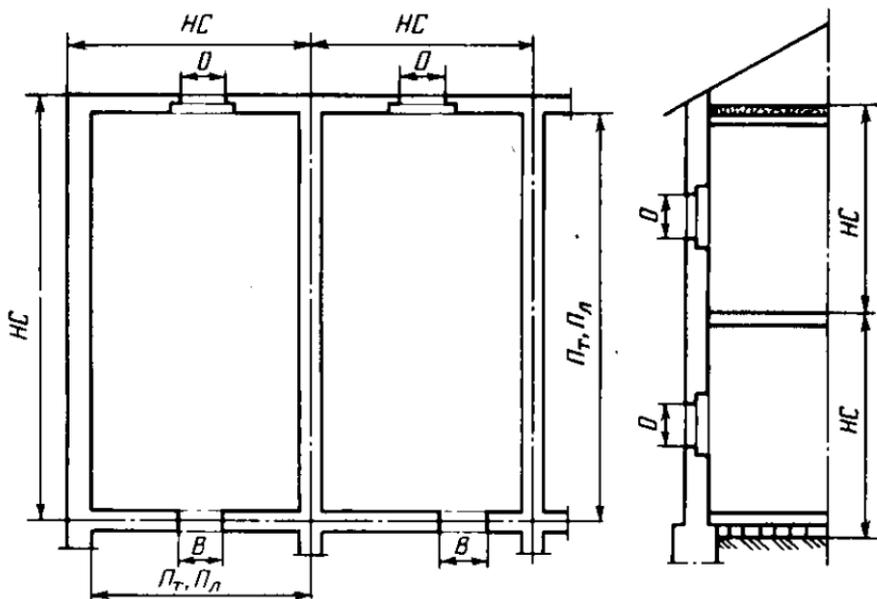


Рис. 1. Схема обмера ограждающих конструкций:

НС – наружная стена; О – окно; П_т – потолок; П_л – пол; В – ворота, двери.

При определении площадей ограждения следует руководствоваться правилами обмера (рис. 1). Линейные размеры ограждения принимают с точностью до 0,1 м, площади ограждений – с точностью до 0,1 м². Тепловые потери неутепленными полами и стенами, расположенными ниже уровня земли, определяют по зонам шириной 2 м, параллельным наружным стенам (рис. 2). Сопротивления теплопередаче зон принимают: для I – 2,1; II – 4,3; III – 8,6; IV – 14,2 м² · К/Вт. Поверхность пола зоны I, прилегающей к углу помещения, размером 2х2 м учитывают 2 раза. Неутепленным полом считают пол, теплопроводность конструктивных слоев которого $\lambda > 1,2$ Вт/(м · К).

Сопротивление теплопередаче, м² · К/Вт, определяют по формуле: для утепленных полов

$$R_{y.p} = R_{н.п} + \sum \frac{\delta_{y.c}}{\lambda_{y.c}}, \quad (5)$$

где $R_{н.п}$ – сопротивление теплопередаче зон неутепленного пола; $\delta_{y.c}$ и $\lambda_{y.c}$ – толщина и теплопроводность утепляющих слоев;

для утепленных полов на лагах

$$R_{л} = 1,18 (R_{н.п} + \sum \frac{\delta_{y.c}}{\lambda_{y.c}}). \quad (6)$$

Рис. 2. Разбивка площади пола по зонам.

Теплопотери через наружные ограждения рассчитывают для каждого помещения в отдельности.

Анализ теплозащитных свойств наружных стен и перекрытий выполняют, определяя требуемое по санитарно-гигиеническим нормам сопротивление теплопередачам и сравнивая его с фактическим значением.

Требуемое сопротивление теплопередаче, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$:

$$R_{\text{о}}^{\text{тп}} = \frac{(t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) \pi}{\alpha_{\text{в}} \Delta t^{\text{н}}}, \quad (7)$$

где $\Delta t^{\text{н}}$ — нормативный перепад между температурой воздуха в помещении и температурой внутренней поверхности ограждения, °С.

Нормативный перепад температур выбирают в зависимости от влажностного режима помещения (табл. 3).

3. Характеристика влажностных режимов

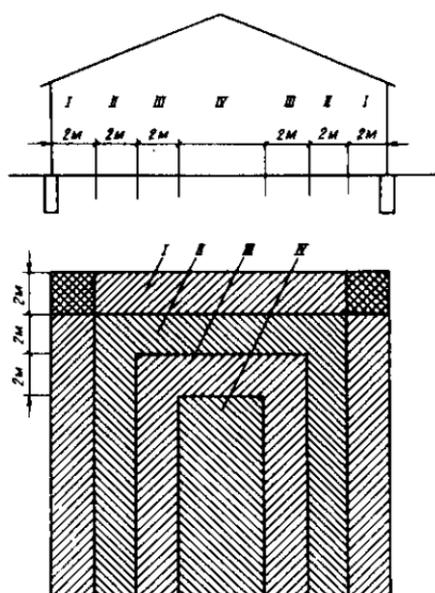
Режим	Относительная влажность воздуха ϕ , % при температуре		
	до 12 °С	12...24 °С	свыше 24 °С
Сухой	60	50	40
Нормальный	60...75	50...60	40...50
Влажный	75	60...75	50...60
Мокрый	—	75	60

Значения $\Delta t^{\text{н}}$ для производственных зданий приведены в таблице 4.

Для производственных зданий с сухим и нормальным режимом температура внутренней поверхности ограждающих конструкций должна быть не ниже температуры точки росы внутреннего воздуха t_p при расчетной зимней температуре наружного воздуха.

Требуемое сопротивление теплопередаче $R_{\text{о}}^{\text{тп}}$ для окон производственных зданий дано в таблице 5.

Для расчета требуемого сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций сельскохозяйственных производственных зданий в качестве расчетных параметров внутреннего воздуха следует прини-



4. Значения Δt^H , °C

Здания	Ограждающие конструкции		
	наружные стены	покрытия и чердачные перекрытия	перекрытия над проездами, подвалами или подпольями
Производственные с сухим режимом	10	8	2,5
Производственные с нормальным режимом	8	7	2,5
Производственные и вспомогательные с влажным, мокрым режимом при условии:			
не допускается конденсация влаги на внутренние поверхности стен и потолков	$t_B - t_p$	$0,8(t_B - t_p)$	2,5
не допускается конденсация влаги на внутренние поверхности только потолков	7	$0,9(t_B - t_p)$	2,5

5. Требуемое сопротивление теплопередаче окон в зданиях, R_{tr}^o , м²·К/Вт

$t_B - t_H$, °C	С сухим и нормальным режимом влажности	С мокрым и влажным режимом
Менее 30	0,16	0,16
30...35	0,16	0,31
35...49	0,31	0,31
Более 49	0,31	0,31

мать расчетную температуру t_B и максимальную относительную влажность ϕ_B внутреннего воздуха по соответствующим нормам технологического проектирования.

Расчетную температуру наружного воздуха в холодный период t_H принимают по СНиП 2.01.02-82 с учетом тепловой инерции ограждающих конструкций*.

Расчетное сопротивление теплопередаче R_o , вычисленное по формуле (4), должно быть не менее требуемого сопротивления по санитарно-гигиеническим условиям R_{tr}^{tr**} .

* В курсовом проекте подобное определение t_H не обязательно.

** Нормами проектирования предусмотрено также определение экономически целесообразного сопротивления теплопередаче $R_o^{эК}$ ограждающей конструкции [33]. Значение $R_o^{эК}$ принимают равным сопротивлению теплопередаче R_o того варианта ограждающей конструкции, при котором обеспечивается наименьшая величина приведенных затрат.

§ 4. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТИ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Отопление должно обеспечивать в помещениях расчетную температуру воздуха в пределах допустимых норм. При проектировании отопления необходимо учитывать:

потери теплоты через ограждающие конструкции зданий и помещений (если разность температур через внутренние ограждающие конструкции равна 3 °С и менее, то потери теплоты через них можно не учитывать);

расход теплоты на нагревание инфильтрующегося в помещения наружного воздуха;

расход теплоты на нагревание материалов, оборудования и транспортных средств;

тепловой поток, регулярно поступающий в помещение от электрических приборов, освещения, технологического оборудования, от людей и других источников.

Тепловую мощность системы отопления вычисляют по уравнению теплового баланса помещений, Вт:

$$\Phi_{от} = \Phi_{тп}^п - \Phi_{тв}^п, \quad (8)$$

где $\Phi_{тп}^п$ — теплопотери помещения, включающие основные и добавочные потери теплоты через наружные ограждения и расходы теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха, оборудования и т. д., Вт; $\Phi_{тв}^п$ — тепловыделения в помещении, Вт.

Технологическое оборудование (механическое, электрическое и др.) является источником теплоступления в помещение. Чаще всего механическое оборудование приводится в действие электродвигателями. Тепловыделение от такого оборудования, кВт:

$$\Phi_{об} = N_y k_T k_{сп} \eta_{дв}, \quad (9)$$

где N_y — установочная (номинальная) мощность электродвигателя, кВт; k_T — коэффициент тепловыделения данного оборудования с учетом, что часть теплоты уносится из помещений с материалами, водой, воздухом и т. д. Значения $k_T = 0,1...1,0$; для металлорежущих станков $k_T = 1,0$, для насосов и вентиляторов $k_T = 0,1...0,3$; $k_{сп}$ — коэффициент спроса на электроэнергию; $\eta_{дв}$ — КПД электродвигателя при данной мощности.

Коэффициент спроса $k_{сп}$ на электроэнергию для различных производств таков: металлообрабатывающее — 0,2; сварочное — 0,35...0,6; деревообрабатывающее — 0,5; малярное, окрасочное — 0,65...0,8; комбикормовое — 0,45...0,55.

Теплоступления от электродвигателей, кВт:

$$\Phi_{эд} = N_y k_{сп} (1 - \eta_{дв}). \quad (10)$$

Теплоступления от нагретых поверхностей оборудования, трубопроводов и т. д., кВт:

$$\Phi_{н.п} = \sum A_i \alpha_i (t_{н.п_i} - t_{в}) 10^{-3}, \quad (11)$$

где A_i — теплоотдающая площадь поверхности, m^2 ; α_i — коэффициент теплоотдачи от стенок наружных поверхностей к воздуху помещения, $Вт/(m^2 \cdot K)$; $t_{н.п.}$ — температура нагретой поверхности, $^{\circ}C$; $t_{в}$ — температура воздуха в помещении, $^{\circ}C$.

Коэффициент теплоотдачи:
для твердых поверхностей

$$\alpha = 11,6 \sqrt{v}; \quad (12)$$

для поверхностей нагретой воды

$$\alpha = 5,7 + 4,1 v, \quad (13)$$

где v — скорость движения воздуха около поверхности, m/c .

Теплопоступления от электрических нагревательных печей и сушилок, кВт:

$$\Phi_{п.с} = N_y k_T. \quad (14)$$

Теплопоступления от остывающего материала, кВт:

$$\Phi_M = [c_M M_M (t_{м.н} - t_{м.к})]/z, \quad (15)$$

где c_M — удельная теплоемкость материала, $кДж/(кг \cdot K)$ (для стали $c_M = 0,723$; для чугуна $c_M = 0,75$; для дерева $c_M = 2,6$ $кДж/(кг \cdot K)$); M_M — масса остывающего материала, $кг$; $t_{м.н}$ и $t_{м.к}$ — начальная и конечная температуры материала, $^{\circ}C$; z — интервал времени, в течение которого температура материала снижается, $с$.

Теплопоступления от источников искусственного освещения определяют по фактической или проектной мощности светильников, кВт:

$$\Phi_{ос} = N_{ос}. \quad (16)$$

Если осветительная аппаратура лампы находится вне помещения (чердачные помещения бесфонарного здания, за остеклением и т. д.), то количество тепловыделений составляет:

$$\Phi_{ос} = N_{ос} \eta_{ос}, \quad (17)$$

где $\eta_{ос}$ — коэффициент, учитывающий долю теплоты от освещения, поступающую в помещение. Для люминесцентных ламп $\eta_{ос} = 0,45$; для ламп накаливания $\eta_{ос} = 0,15$.

Нормы освещенности помещений принимают по СНиП II-A. 9-71.

Теплопоступления от источников освещения рабочих мест следует учитывать независимо от периода года и времени суток, а от источников общего освещения — с учетом времени суток и архитектурно-планировочных решений.

Тепловыделения (явной и полной теплоты) зависят от физической нагрузки людей и температуры воздуха в помещении, кВт:

$$\Phi_{я} = n q_{я} \cdot 10^{-3}; \quad (18)$$

$$\Phi_{п} = n q_{п} \cdot 10^{-3}, \quad (19)$$

где n — число людей в помещении; $q_{я}$ и $q_{п}$ — удельные количества явной и полной теплоты, выделяемой одним работающим, Вт.

Взрослые женщины выделяют 85 %, а дети — в среднем 75 % количества теплоты, поступающей от мужчин (табл. 6). При расчете системы отопления учитывают явные тепловыделения людей.

6. Средние данные о поступлениях теплоты от взрослых мужчин

Параметр	При температуре воздуха в помещении, °С				
	15	20	25	30	35
<i>Состояние покоя</i>					
Теплота, Вт:					
явная	116	87	58	40	16
полная	145	116	93	93	93
Влага, г/ч	40	40	50	75	115
Диоксид углерода, л/ч	23	23	23	23	23
<i>Легкая работа</i>					
Теплота, Вт:					
явная	122	99	64	40	8
полная	157	151	145	145	145
Влага, г/ч	55	75	115	150	200
Диоксид углерода, л/ч	25	25	25	25	25
<i>Работа средней тяжести</i>					
Теплота, Вт:					
явная	133	104	70	40	8
полная	208	203	197	197	197
Влага, г/ч	110	140	185	230	280
Диоксид углерода, л/ч	35	35	35	35	35
<i>Тяжелая работа</i>					
Теплота, Вт:					
явная	162	128	93	52	16
полная	290	290	290	290	290
Влага, г/ч	185	240	295	355	415
Диоксид углерода, л/ч	45	45	45	45	45

§ 5. РАСЧЕТ И ВЫБОР ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Вид отопительных приборов принимают в зависимости от назначения здания (см. табл. 1).

Нагревательную поверхность отопительных приборов рассчитывают в эквивалентных квадратных метрах (экм).

Эквивалентная площадь поверхности нагрева отопительных приборов $A_э = 1 \text{ м}^2$ площади при средней температуре теплоносителя

$t_{cp} = (95 + 70)/2 = 82,5$ °С, температуре воздуха помещения $t_b = 18$ °С и тепловом потоке мощностью 506 Вт.

Расчет выполняют по формуле

$$A_3 = \frac{\Phi_0}{q_3} \beta_1 \beta_2 - A_{тр}, \quad (20)$$

где q_3 — плотность теплового потока через 1 экм, Вт/экм; β_1 — коэффициент, учитывающий остывание воды в трубах; β_2 — коэффициент, учитывающий способ установки нагревательного прибора; $A_{тр}$ — эквивалентная площадь поверхности нагрева открыто расположенных трубопроводов, экм.

Значение $A_{тр}$ вычисляют по формулам:
для труб с наружным диаметром $d_n \leq 32$ мм

$$A_{тр} = 1,78 b_7 \pi d_n l; \quad (21)$$

для труб с $d_n \geq 38$ мм

$$A_{тр} = 1,56 b_7 \pi d_n l, \quad (22)$$

где b_7 — коэффициент, учитывающий расположение труб: для подводок к приборам и сцепок — 1,0; трубопроводов, расположенных у пола, — 0,75; стояков — 0,5; трубопроводов, проложенных у потолка, — 0,25; l — длина трубопровода, м.

В первом приближении можно принять, что нагревательные приборы обеспечивают 90 % теплового потока, поступающего при отоплении помещения.

Число секций радиатора, или ребристых труб, вычисляют по формуле

$$n = A_3 \beta_3 / f_3, \quad (23)$$

где β_3 — коэффициент, учитывающий число секций радиатора, число ребристых или гладких труб, соединенных в один ряд; f_3 — эквивалентная площадь поверхности нагрева одной секции, или ребристой трубы, или l м длины регистра из гладких труб, м².

Значения q_3 , β_1 , β_2 , β_3 даны в литературе [2 и 6], технические характеристики нагревательных приборов — в литературе [3 и 6].

Глава II. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ ЖИЛЫХ, ОБЩЕСТВЕННЫХ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ

§ 1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ И ОБЪЕМ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Исходные данные должны содержать назначение и характеристику объекта проектирования, характеристику оборудования, находящегося в помещениях; район размещения объектов и вид теплоносителя.

В состав расчетно-пояснительной записки рекомендуется включать следующие разделы: расчет тепловоздушного режима помещения; выбор системы вентиляции; расчет воздухообмена в помещении; расчет воздухопроводов; подбор калориферов и вентиляторов.

Графическая часть проекта включает планы, разрезы, аксонометрические схемы проектируемых систем, а также – план и разрезы приточной или вытяжной установки.

Правила выполнения рабочих чертежей устанавливает ГОСТ 21.602–79 "СПДС. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Рабочие чертежи". Некоторые сведения по выполнению чертежей изложены в § 1. Кроме того, необходимо учесть следующие рекомендации.

На планах и разрезах систем вентиляции отмечают размерные привязки воздухопроводов к координационным осям или строительным конструкциям, диаметры (сечения) воздухопроводов, отметки уровня осей круглых воздухопроводов, низа прямоугольных воздухопроводов и верха воздухопроводов вытяжных систем. Размеры диаметров (сечений) воздухопроводов наносят на линии выноски. В обозначении сечения прямоугольного воздухопровода первой цифрой указывают его ширину, второй – высоту.

Элементы оборудования систем отопления, вентиляции и теплоснабжения представляют условными графическими обозначениями или в виде упрощенных изображений. Дефлекторы, крышные вентиляторы и другие элементы, расположенные на кровле здания, отмечают утолщенной штрихпунктирной линией.

Марки систем вентиляции:

Приточная система		
с механическим побуждением		П
с естественным	"	ПЕ
Вытяжная система		
с механическим побуждением		В
с естественным	"	ВЕ
Воздушные завесы		У

На схемах систем вентиляции показывают: воздухопроводы, их диаметры (сечения) на линии выноски и расход воздуха, м³/ч, под линией;

отметки уровня оси воздухопроводов и низа прямоугольных;

оборудование вентиляционных установок;

регулирующие устройства, воздухораспределители с обозначением на линии выноски элемента системы (например, Р315 – регулирующее устройство диаметром 315 мм).

Установки систем вентиляции имеют те же обозначения, что и системы, в которые они входят. На планах и разрезах установок отмечают координационные оси здания и расстояния между ними; основные размеры; отметки и привязки установок к координационным осям здания или элементам строительных конструкций.

Воздуховоды на планах изображают утолщенными штрихпунктирными линиями, а на разрезах – основными сплошными линиями. Элементы установок показывают упрощенно. Им присваивают позиционные обозначения и порядковые номера, например П1.1, П1.2 и т. д.

В чертежах допускается тонирование элементов: вентиляционные каналы и воздуховоды – розовым цветом (если приточный воздух подогрет), светло-зеленым (если приточный, наружный, воздух не подогрет); удаляемый из помещения воздух – голубым; воздуховоды и каналы с рециркуляционным воздухом – светло-фиолетовым цветом [18].

В приложении 1 приведены рекомендации по оформлению курсовой работы.

§ 2. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЗДУШНОГО РЕЖИМА ПОМЕЩЕНИЯ

Температуру, относительную влажность и энтальпию наружного воздуха принимают по рекомендациям СНиП [36].

Различают два варианта расчетных параметров наружного воздуха – А и Б. Для холодного периода года параметры А применяют при общеобменной вентиляции, параметры Б – при этой же вентиляции, но совмещенной с отоплением, а также при наличии местных отсосов в помещении или систем воздушного душирования.

В переходный период года расчетные параметры наружного воздуха для систем вентиляции следует принимать такими же, как и для систем отопления: температура 8 °С и удельная энтальпия 22,5 кДж/кг. Допускается принимать параметры, значения которых определяются пределом использования приточного неподогретого наружного воздуха.

Для теплого периода года в любых вентиляционных системах (исключая системы кондиционирования) принимают параметры А.

Параметры воздуха в рабочей зоне помещения принимают в соответствии со СНиП [36]. Внутренние расчетные условия различают для двух периодов года – теплого и холодного. Переходный период относят к холодному.

Рабочей зоной считают пространство высотой 2 м над уровнем пола или площадки, на которой находятся рабочие. Постоянным рабочим местом считают то, где работающий находится более 50 % своего рабочего времени или 2 часа непрерывно. Если обслуживание производственных процессов осуществляется в разных частях рабочей зоны или помещения, то постоянным рабочим местом является вся рабочая зона.

Кроме того, учитывают интенсивность труда, в соответствии с которой все виды работ делят на легкие (с затратой энергии до 175 Вт), средней тяжести (с затратой энергии 175...220 Вт) и тяжелые (с затратой энергии более 290 Вт). К первому виду следует отнести работы с приборами, конторские и т. п.; ко второму – работы в механосборочных цехах, на деревоотделочных предприятиях и др.; к третьему –

работы с систематическим физическим напряжением, например в кузнечных и литейных цехах с ручными процессами и т. п.

В холодный период года температуру воздуха в помещении t_b принимают: для легкой работы 20...23 °С, для работ средней тяжести 17...20, для тяжелой работы 16...18 °С. В теплый период года температура воздуха t_b для указанных категорий работ должна составлять 22...25, 21...23, 18...21 °С.

Параметры приточного воздуха принимают в зависимости от периода года.

Для холодного периода года в помещениях жилых и общественных зданий на высоте от пола до 3 м значение t_n должно быть на 2...3 °С ниже t_b ; при высоте помещений более 3 м (зрительные залы, аудитории, классы и т. п.) – на 4...6 °С ниже t_b . При подаче воздуха в верхнюю или нижнюю зону помещения, но при условии удаленности от рабочих мест t_n принимают на 6...10 °С ниже t_b . Если система оборудована местными отсосами в цехах со значительным избытком теплоты (высокотемпературное термическое производство, печи, кузнечно-прессовые цехи и др.), то температура приточного воздуха t_n не должна превышать 5 °С. Приточный воздух должен подаваться в отдалении от рабочих мест.

Для переходного периода учитывают подогрев воздуха в воздуховоде и поэтому значение t_n принимают на 0,5...1 °С выше расчетной температуры наружного воздуха для данного периода.

Параметры приточного воздуха (энтальпия, влагосодержание, относительная влажность) определяют по Hd -диаграмме.

Параметры воздуха, удаляемого из помещения, определяют по эмпирическим зависимостям.

Для общественных зданий

$$t_{yx} = t_b + (H_{\text{пом}} - 1,5) \text{ grad } t, \quad (24)$$

где $H_{\text{пом}}$ – высота помещения, м; $\text{grad } t$ – градиент температуры, зависящий от теплонапряжения объема помещений и равный среднему увеличению температуры внутреннего воздуха по высоте помещения, °С/м.

Удельные избытки явной теплоты, кДж/м ³	Менее 40	40...80	Более 80
$\text{grad } t$, °С/м	0...0,5	0,3...1,2	0,8...1,5

Меньшие $\text{grad } t$ соответствуют холодному периоду года, большие – теплому.

Для производственных зданий

$$t_{yx} = [t_{p,z} - (1 - m) t_n] / m, \quad (25)$$

где $t_{p,z}$ – температура воздуха в рабочей зоне, °С; $m = (t_{p,z} - t_n) / (t_{yx} - t_n)$. Значения m приведены в литературе [7].

В помещении могут иметь место как теплопоступления, так и теплоизбытки. Источниками теплоты являются технологическое оборудование, люди, находящиеся в помещении, освещение, солнеч-

ная радиация. Теплопотери состоят из потерь теплоты через ограждающие конструкции, с инфильтрующимся воздухом, на нагрев оборудования, поступающего в помещение. Разность между теплопоступлениями и теплопотерями определяет значение теплоизбытка в помещении. Метод расчета поступлений и потерь теплоты приведен в главе I.

Теплопоступления за счет солнечной радиации в теплый период года определяют по формулам, Вт:

через остекленные поверхности

$$\Phi_{p,oc} = k_{oc} q_{oc} A_{oc}; \quad (26)$$

через покрытие

$$\Phi_{p,n} = k_1 k_2 A_n (\Delta t_1 + \Delta t_2), \quad (27)$$

где k_{oc} — коэффициент, зависящий от типа остекления. Для одинарного остекления $k_{oc} = 1,45$; двойного — 1,15; при забелке стекла — 0,6; остекления матовым стеклом — 0,4; при внешнем зашторивании — 0,25; q_{oc} — количество теплоты, поступающей от солнечной радиации через остекления, Вт/м² (табл. 7); k_1 — коэффициент теплопередачи покрытия, Вт/(м²·К); k_2 — коэффициент теплопередачи для бесчердачных покрытий, равен 1,0; для чердачных покрытий с вентилируемой кровлей — 0,75; A_n — площадь покрытия, м²; Δt_1 — эквивалентная разность температур для данной местности: $\Delta t_1 = 0$ °С — для легких конструкций массой до 35 кг/м²; $\Delta t_1 = 2$ °С — для конструкций массой от 0 до 270 кг/м²; $\Delta t_1 = 0,75$ °С — для тяжелых конструкций массой свыше 270 кг/м² в прибрежных районах; $\Delta t_1 = 3$ °С — для этих же конструкций в средней полосе и в районах с сухим, степным и пустынным климатом; Δt_2 — эквивалентная разность температур для любых покрытий (табл. 8).

7. Количество теплоты, поступающей от солнечной радиации через остекление q_{oc} , Вт/м²

Северная широта, град	Юг	Юго-восток	Восток	Запад	Северо-запад	Северо-восток	Юго-запад
35	135	257	373	42	41	283	89
45	225	302	373	42	42	269	142
55	285	344	373	37	37	251	190
65	285	344	373	37	37	251	190

8. Эквивалентная разность температур Δt_2 , °С

Северная широта, град	Для темной кровли			Для серой, голубой, красной кровли			Для белоалюминиевой кровли		
	при конструкции								
	легкой	средней	тяжелой	легкой	средней	тяжелой	легкой	средней	тяжелой
35	35,4	30,8	25,1	29,8	26,0	21,0	22,9	20,0	16,5
45	33,2	28,9	28,5	28,1	24,5	19,9	21,7	18,9	15,5
55	31,0	27,0	22,0	26,4	22,9	18,7	20,5	17,9	14,6
65	28,3	24,6	20,1	24,2	21,1	17,2	19,1	16,6	13,6

Теплопоступления от солнечной радиации следует учитывать при температуре наружного воздуха более 10 °С.

Источниками влагопоступлений в помещения являются испарения со свободной поверхности воды, с влажных поверхностей материалов, при работе технологического оборудования, с поверхности кожи и при дыхании людей.

Количество влаги, поступающее с поверхности некипящей жидкости, кг/ч:

$$M_{H_2O} = (a + 0,131 v_B) (p_{пов} - p_{окр}) \frac{101,3}{B} A, \quad (28)$$

где v_B – скорость воздуха над поверхностью испарения, м/с; $p_{пов}$ и $p_{окр}$ – парциальное давление водяного пара соответственно при температуре поверхности испарения жидкости и полном насыщении и в окружающем воздухе, кПа; B – барометрическое давление, кПа; A – площадь поверхности испарения, м²; a – коэффициент, зависящий от температуры поверхности испарения $t_{п.и}$:

$t_{п.и}$, °С	30	40	50	60	70	80	90	100
a	0,020	0,028	0,033	0,037	0,041	0,046	0,051	0,060

Для некипящей воды, находящейся в спокойном состоянии, температуру поверхности испарения $t_{п.и}$ принимают в зависимости от средней температуры воды $t_{ср}$:

$t_{ср}$, °С	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$t_{п.и}$, °С	18	28	37	45	51	58	69	82	97

Если вода перемешивается вследствие движения материала или по другим причинам, температуру поверхности следует принимать равной средней температуре воды. Количество влаги, поступающей с мокрых поверхностей здания и оборудования, определяют по формуле (28), где a принимают равным 0,031.

Количество воды, попадающей в воздух при адиабатном процессе испарения, кг/ч:

$$M_{ад} = (18...19,5) 10^{-3} (t_c - t_m) A, \quad (29)$$

где t_c и t_m – температуры воздуха помещения соответственно по сухому и мокрому термометрам, °С.

Количество влаги, испаряющейся с поверхности кипящей воды, кг/ч:

$$M_{кип} = 3,6 k_{ук} (\Phi/r), \quad (30)$$

где $k_{ук}$ – коэффициент, учитывающий степень укрытия кипящей воды (при плотных укрытиях без отсосов воздуха – 0,1; при отсосе воздуха – 0,2...0,25); Φ – мощность теплового источника испарения, Вт; r – теплота парообразования, кДж/кг.

Ориентировочно можно считать, что с 1 м² поверхности испаряется 40 кг влаги в 1 ч.

Количество влаги, поступающей в воздух от металлорежущих станков при использовании охлаждающих эмульсий, принимают 0,15 кг на 1 кВт установленной мощности станков.

Влаговыведения людей в зависимости от их состояния, тяжести выполняемых работ и температуры окружающего воздуха приведены в таблице 6.

Источниками вредных газов в сельскохозяйственных, административных или производственных помещениях являются продукты сгорания при работе автомобильных и тракторных двигателей (диоксид углерода, содержащийся в выдыхаемом воздухе).

Количество вредных газов (главным образом окиси углерода и окиси азота), г/ч, выделяемых в помещениях для хранения и технического обслуживания автомобилей и тракторов:

$$M_r = ncNk, \quad (31)$$

где n — максимальное число двигателей автомобилей, выезжающих в течение 1 ч; c — удельные газовыделения, г/кВт (табл. 9); N — мощность двигателя автомобиля или трактора, кВт; k — коэффициент учета интенсивности движения автомобилей или тракторов (табл. 10).

9. Удельные газовыделения при работе автомобильных двигателей, г/кВт

Помещение	Легковые автомобили		Грузовые автомобили, автобусы, тракторы			
	оксид углерода	оксиды азота в пересчете на NO ₂	с карбюраторными двигателями		с дизельными двигателями	
			оксид углерода	оксиды азота в пересчете на NO ₂	оксид углерода	оксиды азота в пересчете на NO ₂
Для хранения автомобилей	1,63	0,027	2,32	0,041	0,68	0,27
Для технического обслуживания автомобилей	1,09	0,022	1,36	0,033	0,54	0,22

10. Коэффициент k учета интенсивности движения автомобилей

Помещение	Число выездов в час	Значения k
Пост технического обслуживания	Независимо от числа выездов	0,5
Для хранения автомобилей	Независимо от числа выездов	1,0
Для технического обслуживания автомобилей и тракторов	1	0,5
	2	0,6
	3	0,7
	4	0,8

Расход вредных паров растворителей, г/м², выделяющихся при окраске или лакировке вне камер:

$$M_{\text{пр}} = \frac{M_{\text{лк}} m}{100} A, \quad (32)$$

где $M_{\text{лк}}$ — расход лакокрасочных растворителей, г на 1 м² площади поверхности изделия; m — содержание летучих растворителей в лакокрасочном материале, %; A — площадь поверхности изделий, окрашиваемой или лакируемой за 1 ч, м². Значения $M_{\text{лк}}$ и m приведены в таблице 11.

11. Расход лакокрасочных материалов и содержание летучих растворителей

Материал	Способ покрытия	$M_{\text{лк}}$, г/м ²	m , %
Бесцветный аэролак	Кистью	200	92
Нитрошпаклевка	То же	100...180	35...10
Нитроклей	"	160	80...5
Цветные аэролаки и эмаль	Распылением	180	75
Масляные лаки и эмали	То же	60...90	35

Количество газов, вытекающих в 1 ч из емкостей для хранения (баллоны с аммиаком, углекислотой, кислородом), составляет 7...12 % их объема.

Количество диоксида углерода CO₂, л/ч, содержащегося в воздухе, выделяемом человеком, зависит от интенсивности его труда (см. табл. 6).

§ 3. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ

Для вентиляции помещений механических цехов применяют приточно-вытяжную систему воздухообмена. Для шлифовальных, заточных и обдирочных станков, работающих без охлаждения кругов, и ванны для мытья деталей предусматривают местную вытяжную вентиляцию.

В сборочных и сварочных цехах воздушное отопление совмещено с приточно-механической вентиляцией. Воздух подают следующим образом: при наличии местных отсосов (их устраивают при сварке в замкнутых и полужамкнутых объемах) — рассредоточенно в рабочую зону; при отсутствии местных отсосов — сосредоточенно в верхнюю зону.

Вентиляцию термических цехов решают так. В печном зале предусматривают механическую приточно-вытяжную (общеобменную) вентиляцию с подачей воздуха через приточные насадки в рабочую зону. Местную вентиляцию в виде воздушных душей устраивают там, где рабочие подвержены тепловому облучению. Вытяжную вентиляцию от газовых камерных печей с площадью менее 2,5 м² осуществляют при

помощи зонта над печами, а с площадью более $2,5 \text{ м}^2$ – при помощи козырьков у загрузочных отверстий. В термических цехах как в теплый, так и холодный период года необходима аэрация.

В гальванических цехах рекомендуют воздушное отопление, совмещенное с приточной вентиляцией.

В столярно-сборочных помещениях применяют приточно-вытяжную и местную вентиляцию. Приточно-вытяжную вентиляцию устраивают в сушильном отделении. Вытяжную систему выполняют в виде зонтов. Кратность воздухообмена должна быть не менее пяти в час. Принято считать, что на 1 кг пара, расходуемого в сушилках, необходимо подавать не менее 30 м^3 воздуха.

Местную вентиляцию от закалочного оборудования, ванн щелочной промывки, оксидирования, травления и химической очистки электропечей, электродов выполняют в виде бортовых или кольцевых отсосов. Местными отсосами оборудуют шлифовальные станки.

В клубах используют приточно-вытяжную вентиляцию отдельно для зрительного зала, а также для обслуживающих и административных помещений. Аналогичную систему вентиляции применяют в зрительных залах кинотеатров.

В детских яслях и садах, как правило, устраивают приточно-вытяжную вентиляцию с естественным побуждением и кратностью воздухообмена в час. При проектировании вентиляции в детских яслях и садах следует руководствоваться данными, приведенными в СНиП II-69–78.

Общеобразовательные школы, школы-интернаты и профессионально-технические училища оборудуют приточно-вытяжной вентиляцией с механическим побуждением. Количество подогретого воздуха, подаваемого в учебные помещения (классы, кабинеты, лаборатории), должно быть не менее $16 \text{ м}^3/\text{ч}$ на одного учащегося. В учебных помещениях следует предусматривать естественную вытяжную вентиляцию в размере однократного обмена в час.

В больницах и поликлиниках необходимо применять механическую приточно-вытяжную вентиляцию. Приточный воздух рекомендуется обрабатывать в центральных камерах – кондиционерах. Вытяжную вентиляцию с механическим побуждением устраивают во всех помещениях, за исключением инфекционных корпусов.

§ 4. РАСЧЕТ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ УСТРОЙСТВ МЕСТНЫХ ОТСОСОВ И ДУШИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

Вытяжные зонты используют для улавливания или удаления направленных вверх вредных выделений. Угол раскрытия зонта – не более 60° . Приемное отверстие зонта должно перекрывать в плане источник вредных выделений. Зонты устраивают с естественной или механической вытяжкой.

Расход воздуха, удаляемого через зонт над тепловым источником, $\text{м}^3/\text{ч}$:

$$L_3 = 125 A_3 / A_{и} \sqrt[3]{\Phi_K H A_{и}^2} \quad (33)$$

где A_3 и $A_{и}$ — площади соответственно зонта и источника теплоты, m^2 (отношение $A_3/A_{и}$ принимают равным 1,25...1,5); Φ_K — конвективная составляющая источника теплоты, Вт; H — расстояние от нагретой поверхности до воздухоприемного сечения зонта, м.

Значение Φ_K находят из уравнения

$$\Phi_K = \alpha_K A_{и} (t_{и} - t_{в}), \quad (34)$$

где α_K — коэффициент теплообмена, Вт/($m^2 \cdot K$); $t_{и}$ — температура нагретой поверхности источника, $^{\circ}C$; $t_{в}$ — температура воздуха в помещении, $^{\circ}C$.

Значение α_K может быть определено по формуле

$$\alpha_K = 1,5 \sqrt[3]{t_{и} - t_{в}}. \quad (35)$$

Зонты-козырьки (рис. 3), устанавливаемые над входными отверстиями печей, сушильных камер и другого подобного оборудования, предназначены для удаления продуктов сгорания в смеси с воздухом помещения.

Вылет зонта равен примерно удвоенной высоте H , определяемой от низа проема до приемного сечения зонта. Ширину зонта следует принимать равной ширине проема плюс по 0,1...0,2 м с каждой его стороны.

Расход воздуха, удаляемого через зонт-козырек, $m^3/ч$:

$$L_{3-к} = \frac{L_r (t_r - t_{см})}{t_{см} - t_{в}} \frac{\rho_r}{\rho_{в}}, \quad (36)$$

где L_r — расход продуктов сгорания (газов), уходящих из печи при температуре t_r , $m^3/ч$; $t_{см}$ — температура смеси продуктов сгорания и воздуха: при естественной вытяжке $200^{\circ}C$, а при механической $160^{\circ}C$; $t_{в}$ — температура воздуха в помещении, $^{\circ}C$; ρ_r и $\rho_{в}$ — соответственно плотность продуктов сгорания и воздуха, $кг/м^3$.

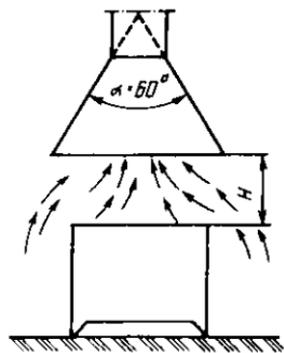


Рис. 3. Вытяжной зонт.

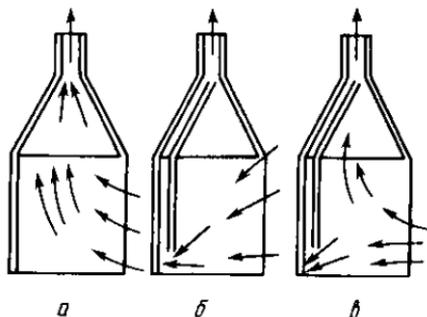


Рис. 4. Вытяжной шкаф:
а, б и в — с верхним, нижним
и комбинированным отсосом.

Вытяжные шкафы устанавливают в тех случаях, когда нужно полностью изолировать источник вредных выделений от воздуха помещения. Различают вытяжные шкафы с верхним а (рис. 4), нижним б и комбинированным в (верхним и нижним) удалением воздуха.

Шкафы с верхним удалением воздуха используют для нагретых выделений и легких газов, шкафы с нижним удалением — для пыли и тяжелых газов, комбинированный шкаф — для тепловыделений, пыли и тяжелых газов.

Расход воздуха, удаляемого из шкафа при отсутствии в нем источника тепловыделений, м³/ч:

$$L_{ш} = 3600 A_{ш} v, \quad (37)$$

где $A_{ш}$ — площадь проема шкафа, м²; v — расчетная скорость воздуха в проеме отсоса, м/с.

При наличии в шкафу источника тепловыделений расход воздуха

$$L_{ш} = 114 \sqrt{\Phi_k H A_{ш}}, \quad (38)$$

где Φ_k — конвективная составляющая теплового источника, Вт; значение Φ_k ориентировочно можно принять равным 50...70 % полной теплопроизводительности источника; H — высота рабочего проема шкафа, м.

Лабораторные химические шкафы, как правило, делают комбинированными. При этом из нижней зоны шкафа отсасывается $2/3$ общего объема воздуха, а из верхней — $1/3$. В том случае, когда размер открытия рабочего проема установить невозможно, расход отсасываемого воздуха из шкафа рекомендуется принимать равным 1000...2000 м³/ч на 1 м ширины проема в зависимости от классов опасности веществ.

Далее приведены расчетные скорости воздуха v , м/с, при операциях, выполняемых в шкафу:

Закалка и отпуск в масляной ванне	0,3
Обезжиривание:	
бензином	0,5
хлорированным углеродом	0,7
электролитическое	0,3...0,5
Травление кислотой:	
азотной	0,7...1
соляной	0,5...0,7
Хромирование	1,0...1,5
Цинкование	1,0...1,5
Гидроструйная очистка	1,0...1,5
Ручное смешивание, развеска и расфасовка сыпучих материалов	0,5...1,2
Пайка свинцом	0,5...0,7
Лабораторные работы	0,3...0,5

Отсасывающие панели используют для удаления вредных веществ, увлекаемых тепловыми потоками, в тех случаях, когда нельзя выполнить ограждения от источника вредных выделений или оно практически нецелесообразно.

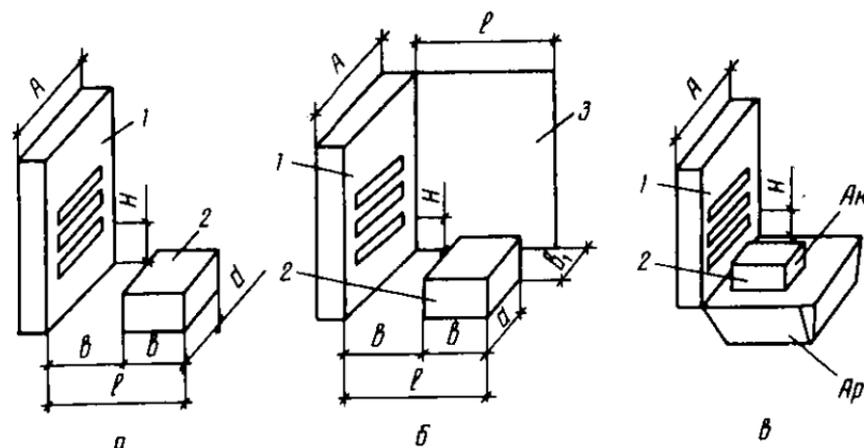


Рис. 5. Отсасывающие панели:

а — односторонние; б — с экраном; в — комбинированные с отсосом в сторону и вниз; 1 — панель; 2 — источник теплоты; 3 — экран.

Отсасывающие панели (рис. 5, а, б, в) могут быть с односторонним отсосом, с экраном, с комбинированным отсосом. Панели размещают вплотную либо к тепловому источнику, либо на расстоянии от него, но не более чем на ширину источника теплоты. Ширина панели A равна $1,2d$, где d — длина источника теплоты.

Расход воздуха, удаляемого панелью, $\text{м}^3/\text{ч}$:

$$L_{\text{п}} = c \Phi_{\text{к}}^{1/3} (H + B)^{5/3}, \quad (39)$$

где c — коэффициент, зависящий от конструкции панели и ее расположения относительно источника теплоты; $\Phi_{\text{к}}$ — конвективная составляющая источника теплоты, Вт; H — расстояние от верхней плоскости до центра всасывающих отверстий панелей, м; $B = b$ — ширина источника, м.

Значение коэффициента c принимают равным для панелей:

$$c_0 = 228 [l/(H + B)]^{2/3}; \quad (40)$$

с экраном

$$c_3 = 228m [l/(H + B)]^{1/2};$$

комбинированных

$$c_{\text{к}} = (1170 A_{\text{и}}/A_{\text{р}}) (A_{\text{и}}/A_{\text{р}} - 1) + 650,$$

где l — максимальное удаление источника от панели (см. рис. 5), м; $A_{\text{и}}$ и $A_{\text{р}}$ — площади изделия (источника вредных выделений) и решетки, м^2 ; m — коэффициент, зависящий от относительного расстояния b_1/b (см. рис. 5) между источником и экраном:

b_1/b	0	0,3	1	1
m	1	1,5	1,8	2

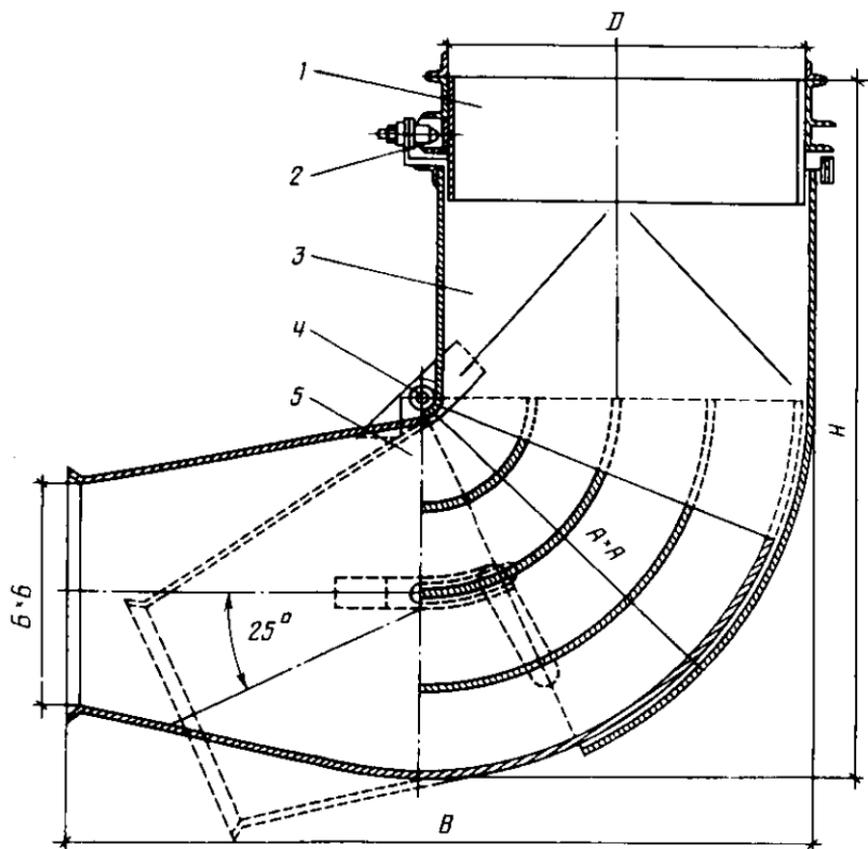


Рис. 6. Душирующий патрубок типа ППД:

1, 3 и 5 — верхнее, среднее и нижнее звенья; 2 — опорные ролики; 4 — шарнир.

При сварочных работах расход воздуха, удаляемого отсасывающими панелями, рекомендуется принимать: 3200 м³/ч на 1 м² панелей, если работы проводятся вблизи стены; 5000...7000 м³/ч, если вдали от стены.

Для систем воздушного душирования, как правило, применяют душирующие поворотные патрубки типа ППД (рис. 6). Их размеры даны в таблице 12.

12. Размеры душирующих патрубков ППД, мм

Модель	D	A	Б	B	H
ППД-5	500	512	320	1010	1260
ППД-6	630	642	400	1260	1540
ППД-8	800	812	510	1590	1900
ППД-10	1000	1012	640	1980	2330

При проектировании воздушного душирования расстояние от воздухораспределителя до рабочего места должно быть не более 1 м; минимальный диаметр патрубка – 0,3 м. При фиксированных рабочих местах расчетную величину рабочей площади принимают равной 1 м.

Для достижения на рабочем месте требуемых значений температуры и скорости воздуха поток его направляют на грудь человека горизонтально или сверху под углом 45°. Для обеспечения допустимых концентраций вредных веществ поток направляют в лицо работающего (зону дыхания) горизонтально или сверху под углом 45°.

Расчет душирующей установки проводят в такой последовательности (по методу П. В. Участкина).

При наличии избытков теплоты отношение разностей температур:

$$P_T = (t_{p,з} - t_p) / (t_{p,з} - t_0), \quad (41)$$

где $t_{p,з}$ – температура воздуха в рабочей зоне, °С; t_p – нормируемая температура воздуха на рабочем месте. Значения t_p приводятся в [6, 31]; $t_0 = t_{охл} + \Delta t_n$ – температура воздуха на выходе из душирующего патрубка, °С; $t_{охл}$ – температура воздуха на выходе из форсуночной камеры после адиабатного охлаждения по $h-d$ -диаграмме влажного воздуха, °С; Δt_n – нагрев воздуха в вентиляторе и воздуховоде между оросительной камерой и душирующим патрубком (принимают не менее 1,5 °С).

При $P_T < 1$ применяют адиабатное охлаждение воздуха, при $P_T > 1$ – искусственное охлаждение.

При $P_T < 0,6$ площадь сечения душирующего патрубка, м²:

$$A_0 = P_T / 0,6n, \quad (42)$$

где l – расстояние от душирующего патрубка до рабочего места, м; n – опытный коэффициент, характеризующий изменения температуры или концентрации газов по оси струи (для душирующих патрубков типа ППД $n = 4,5$).

Скорость воздуха на выходе из патрубка, м/с:

$$v_0 = v_p / (0,7m \sqrt{A_0}), \quad (43)$$

где v_p – нормируемая скорость воздуха на рабочем месте. Значения v_p приводятся в [6, 31]; m – опытный коэффициент, характеризующий изменение скорости по оси струи. Для душирующих патрубков ППД $m = 6,3$.

При $P_T = 0,6 \dots 1$:

площадь сечения, м²,

$$A_0 = \frac{l + 5,3P_T - 3,2}{0,75n}; \quad (44)$$

скорость душирующего патрубка, м/с,

$$v_0 = \frac{v_p}{0,7 + 0,1(0,8m \sqrt{A_0} - l)}. \quad (45)$$

При $P_T > 1$, то есть в тех случаях, когда нужно устраивать искусственное охлаждение, расчет ведут по следующим формулам:

$$A_0 = (l/0,8m)^2; \quad (46)$$

$$v_0 = v_p/0,7. \quad (47)$$

Температуру воздуха, выходящего из приточного патрубка, в этом случае вычисляют по формуле

$$t_0 = t_{p.z} - \frac{(t_{p.z} - t_p) l}{0,6n \sqrt{A_0}}. \quad (48)$$

Если, кроме расстояния l , до душирующего патрубка задана и его площадь A_0 , причем $l/\sqrt{A_0} > m$, то температуру подаваемого воздуха определяют по формуле (48), а скорость воздуха – по формуле (43).

При наличии избытка вредных газов находят отношение разностей концентрации газов:

$$P_c = (c_{p.z} - c_p)/(c_{p.z} - c_0), \quad (49)$$

где $c_{p.z}$ – концентрация газов в воздухе рабочей зоны, мг/м³; c_p – предельно допустимая концентрация газов в воздухе на рабочем месте, мг/м³; c_0 – концентрация газов в воздухе, подаваемом из душирующего патрубка, мг/м³.

При $P_c < 0,4$ значения A_0 , м², v_0 , м/с, и t_0 , °С, определяют по следующим формулам:

$$A_0 = (P_0 l/0,4n)^2; \quad (50)$$

$$v_0 = v_p l/0,5m \sqrt{A_0}; \quad (51)$$

$$t_0 = t_{p.z} - \frac{(t_{p.z} - t_p) l}{0,45n \sqrt{A_0}}. \quad (52)$$

При P_c в пределах от 0,4 до 1 пользуются формулами:

$$A_0 = \left(\frac{l + 3,7P_c - 1,5}{0,75n} \right)^2; \quad (53)$$

$$v_0 = \frac{v_p}{0,55 + 0,14 (0,8m \sqrt{A_0} - l)}; \quad (54)$$

$$t_0 = t_{p.z} - \frac{t_{p.z} - t_p}{0,45 + 0,25 (0,75n \sqrt{A_0} - l)}. \quad (55)$$

В случае душирования рабочих мест наружным воздухом в производственных помещениях расчетные температуры и скорости движения воздуха при открытых технологических процессах с выделением вредных веществ следует принимать в соответствии с требованиями ГОСТ 12.1.005–76.

Значения t_0 и v_0 для рабочих мест с поверхностной плотностью лучистого теплового потока 350 Вт/м² и более приведены в таблице 13. Эти данные относятся к воздействию лучистого потока в течение 15...30 мин. При меньшей или большей длительности непрерывной

работы температуру смеси воздуха в душирующей струе принимают соответственно на 2 °С выше или ниже указанных значений.

Для промежуточных значений поверхностной плотности лучистого теплового потока температуру смеси воздуха в душирующей струе следует определять методом интерполяции.

13. Расчетные нормы температуры и скорости движения воздуха при воздушном душировании

Категория работ	Температура воздуха в рабочей зоне, °С	Скорость движения воздуха в душирующей струе на рабочем месте, м/с	Температура смеси воздуха в душирующей струе, °С, на рабочем месте при поверхностной плотности лучистого теплового потока, Вт/м ²				
			350	700	1400	2100	2 800
Легкая (I)	28	1	28	24	21	16	—
		2	—	28	26	24	20
		3	—	—	28	26	24
		3,5	—	—	—	27	25
Средней тяжести (II)	28	1	27	22	—	—	—
		2	28	24	21	16	—
		3,5	—	27	24	21	18
Тяжелая (III)	26	2	25	19	16	—	—
		3	26	22	20	18	17
		3,5	—	23	22	20	19

§ 5. РАСЧЕТ ВОЗДУХООБМЕНА В ПОМЕЩЕНИИ

Требуемый воздухообмен общеобменной вентиляции определяют по избыткам теплоты, влаги, вредным газам и парам.

При использовании механической вентиляции рекомендуется следующее:

если в теплый период года по технологическим причинам необходима искусственная вентиляция помещения, то за расчетный воздухообмен принимают большее его значение по трем периодам года: холодному, переходному и теплому;

если в теплый период года можно ограничиться проветриванием помещения через открытые проемы, то за расчетный воздухообмен принимают больший из воздухообменов по переходному и холодному периодам.

Для определения параметров воздуха в помещении при наличии избытков теплоты $\Phi_{изб}$ и влаги $M_{вл}$ пользуются угловым коэффициентом луча процесса воздухообмена, кДж/кг:

$$\epsilon = \Phi_{изб} / M_{вл} \quad (56)$$

Воздухообмен рассчитывают при помощи Nd -диаграммы.

Приняты следующие обозначения для параметров воздуха: N —

наружного; П – приточного; У – удаляемого; В – в обслуживаемой зоне помещения; МО – удаляемого местными отсосами; МП – подаваемого местной приточной вентиляцией; С – смеси рециркуляционного наружного воздуха.

При расчете воздухообмена для холодного периода года на Hd -диаграмме наносят точку Н (рис. 7, а), характеризующую расчетные параметры наружного воздуха. Из этой точки проводят линию $d = \text{const}$ до изотермы $t_n = 10...16^\circ\text{C}$. По заданному значению температуры воздуха внутри помещения t_b и лучу процесса ϵ_x , проведенному из точки П, определяют параметры воздуха в обслуживаемой зоне (в точке В). При этом следует установить, соответствует ли полученная таким образом относительная влажность воздуха внутри помещения требуемому значению по санитарно-гигиеническим условиям.

Параметры уходящего из помещения воздуха находят продолжением луча до изотермы t_{yx} (точка У на диаграмме).

При наличии местных отсосов МО параметры удаляемого воздуха, как правило, совпадают с параметрами воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне (точке В).

Параметры воздуха (при наличии воздушного душирования) наносят на Hd -диаграмме после уточнения температуры и энтальпии местной системы вентиляции в точке МП (см. рис. 7, б).

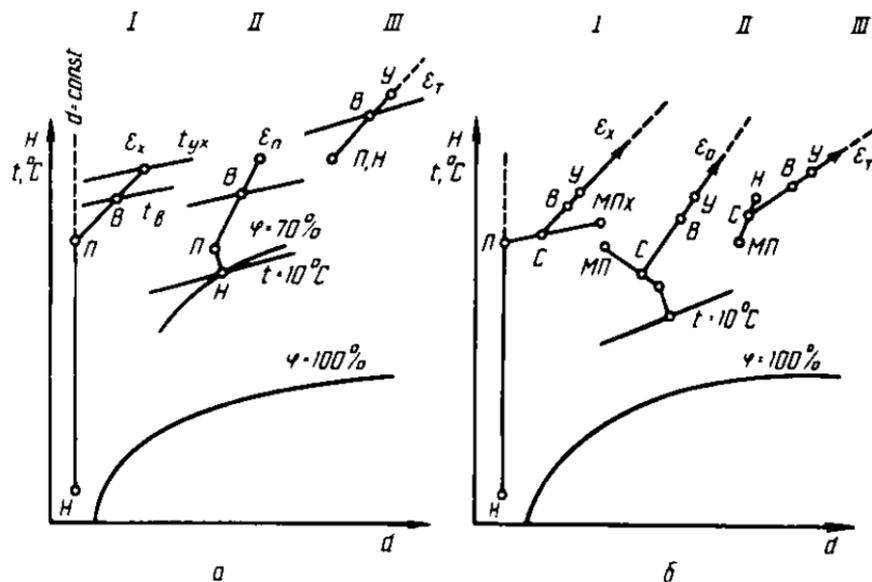


Рис. 7. Схемы вентиляционных процессов для определения общеобменной вентиляции на Hd -диаграмме:

а – прямоточная вентиляция; б – с учетом местного притока; I, II и III – для теплового, переходного и холодного периодов года.

Точку С смешения двух потоков находят по правилам смешения расходов воздуха (см. рис. 7, б):

$$H_c = \frac{M_n H_n + M_{мп} H_{мп}}{M_n + M_{мп}}; \quad (57)$$

$$d_c = \frac{M_n d_n + M_{мп} d_{мп}}{M_n + M_{мп}}, \quad (58)$$

где M_n и H_n — масса и энтальпия воздуха в точке П; $M_{мп}$ и $H_{мп}$ — их значения в точке МП.

После определения точки С расчет ведут по методике, изложенной выше.

Для теплого периода года на Hd -диаграмме указывают точку П (см. рис. 7, а, III) с учетом теплового эквивалента работы вентилятора и подогрева воздуха в воздуховодах. Затем по значению углового коэффициента луча процесса ϵ находят параметры в точках В и У.

В переходный период точка Н на Hd -диаграмме расположена на изотерме $t_n = 10^\circ\text{C}$ (см. рис. 7, а, II). Находят точку П с учетом подогрева воздуха в вентиляторе и воздухопроводе. В дальнейшем расчет ведется аналогично предыдущему.

Количество удаляемого воздуха для общеобменной вентиляции в помещении:

$$M_y = M_n = \frac{\Phi_{изб}}{H_y - H_n} = \frac{M_{H_2O}}{(d_y - d_n) 10^{-3}}. \quad (59)$$

При наличии, кроме общеобменной вентиляции, местной вытяжной расход воздуха:

$$M_n = M_y + M_{мо}; \quad (60)$$

$$M_y = \frac{\Phi_{изб} - M_{мо}(H_{мо} - H_n)}{H_y - H_n} = \frac{M_{H_2O} - M_{мо}(d_{мо} - d_n) 10^{-3}}{(d_y - d_n) 10^{-3}}.$$

При общеобменной вентиляции, совмещенной с местным притоком (наличии воздушного душирования), расход воздуха:

$$M_n = M_y - M_{мп}; \quad (61)$$

$$M_y = \frac{\Phi_{изб} + M_{мп}(H_{мп} - H_n)}{H_y - H_n} = \frac{M_{H_2O} + M_{мп}(d_{мп} - d_n) 10^{-3}}{(d_y - d_n) 10^{-3}}. \quad (62)$$

При наличии общеобменной вентиляции, местных притоков и вытяжки:

$$M_n = M_y + M_{мо} - M_{мп}; \quad (63)$$

$$M_y = \frac{\Phi_{изб} + M_{мп} (H_{мп} - H_n) - M_{мо} (d_{мо} - d_n) 10^{-3}}{H_y - H_n} = \frac{M_{H_2O} + M_{мп} (d_{мп} - d_n) 10^{-3} - M_{мо} (d_{мо} - d_n) 10^{-3}}{(d_y - d_n) 10^{-3}} \quad (64)$$

Расчет воздухообмена по избыткам явной теплоты выполняют в тех случаях, когда в помещениях воздух сухой и, следовательно, нет избытка влаги. При этом $\epsilon > 10\,000$ кДж/кг.

Для определения потребного воздухообмена обходятся без построения процесса на Hd -диаграмме и пользуются только расчетными соотношениями для M_y и M_n :

$$M_n = M_y = \frac{\Phi_{изб}^я}{c_v (t_y - t_n)}, \quad (65)$$

где c_v — удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг · К).

При наличии, кроме общеобменной вентиляции, местных отсосов:

$$M_y = \frac{\Phi_{изб}^я - c_v M_{мо} (t_{мо} - t_n)}{c_v (t_y - t_n)}. \quad (66)$$

При общеобменной вентиляции и местном притоке (воздушном душировании):

$$M_y = \frac{\Phi_{изб}^я + c_v M_{мп} (t_{мп} - t_n)}{c_v (t_y - t_n)}. \quad (67)$$

При общеобменной вентиляции с местными отсосами и притоками:

$$M_y = \frac{\Phi_{изб}^я + c_v M_{мп} (t_{мп} - t_n) - c_v M_{мо} (t_{мо} - t_n)}{c_v (t_y - t_n)}. \quad (68)$$

Воздухообмен по газо- и парообразным выделениям рассчитывают по каждому виду вредных веществ. В качестве расчетной величины принимают большее значение из требуемых воздухообменов.

Для определения необходимого воздухообмена пользуются следующими уравнениями.

При общеобменной вентиляции:

$$M_y = M_n = \frac{M_{вр}}{c_y/\rho_y - c_n/\rho_n}. \quad (69)$$

При совмещении общеобменной вентиляции с местными отсосами:

$$M_y = \frac{M_{вр} - M_{мо} (c_{р.з}/\rho_{р.з} - c_n/\rho_n)}{c_y/\rho_y - c_n/\rho_n}. \quad (70)$$

При общеобменной вентиляции и наличии местных притоков:

$$M_y = \frac{M_{вр} - M_{мп} (c_{ма}/\rho_{ма} - c_{п}/\rho_{п}) - M_{мо} (c_{р.з}/\rho_{р.з} - c_{п}/\rho_{п})}{c_y/\rho_y - c_{п}/\rho_{п}} \quad (71)$$

При общеобменной вентиляции и наличии местных отсосов и притоков:

$$M_y = \frac{M_{вр} + M_{мп} (c_{мп}/\rho_{мп} - c_{п}/\rho_{п}) - M_{мо} (c_{р.з}/\rho_{р.з} - c_{п}/\rho_{п})}{c_y/\rho_y - c_{п}/\rho_{п}}, \quad (72)$$

где $M_{вр}$ — сумма выделений вредного вещества в помещении, мг/ч; c — объемная концентрация вещества в приточном (П) и удаляемом (У) воздухе, а также в рабочей зоне (Р.З), мг/м³.

Значение приточного воздуха определяют по формулам:

$$M_{п} = M_y + M_{мо}; \quad (73)$$

$$M_{п} = M_y - M_{мп}; \quad (74)$$

$$M_{п} = M_y + \beta I_{мо} - M_{мп}. \quad (75)$$

Для проверки правильности расчета можно пользоваться значением кратности воздухообмена, равным отношению обмена воздуха, подаваемого в помещение или удаляемого из него в течение часа, к объему помещения.

Минимальное количество приточного воздуха на одного человека для общественных зданий при искусственном воздухообмене должно составлять 40 м³/ч; для кинотеатров и клубов, в которых люди находятся до трех часов, — 20 м³/ч; для производственных зданий, если есть возможность проветривать и если на одного человека приходится менее 20 м³ помещения (отдельного участка), то 30 м³/ч, а если 20 м³ и более — то 20 м³/ч; при невозможности естественного проветривания помещения — 60 м³/ч.

§ 6. РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ

В производственных зданиях устанавливают металлические воздуховоды, в жилых — неметаллические, изготовленные из строительных конструкций, в административных и общественных — воздуховоды из строительных конструкций и металла.

В соответствии со СНиП [35] круглые воздуховоды рекомендуется предусмотреть следующих диаметров 100, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000 мм.

Размеры сечений прямоугольных воздуховодов регламентируются СНиП [35].

Задачи аэродинамического расчета системы воздуховодов состоят в определении размеров поперечного сечения и потерь давления на

отдельных участках системы воздухопроводов, а также потерь давления во всей системе воздухопроводов.

Расчету воздухопроводов предшествует графическое изображение на плане здания элементов системы вентиляции – каналов и воздухопроводов, воздухозаборных и вытяжных шахт, приточных и вытяжных установок.

В качестве характерного размера прямоугольных каналов и шахт используется эквивалентный диаметр d_e :

$$d_e = 2 \{ab/(a + b)\}, \quad (76)$$

где a и b – размеры прямоугольного сечения, м.

Запорные и регулирующие устройства (шиберы и дроссель-клапаны), включаемые или регулируемые в процессе эксплуатации, устанавливаются перед ответвлениями, а также перед воздухоподаточными и воздухоприемными устройствами.

В соответствии с принятыми конструктивными решениями составляют расчетную аксонометрическую схему воздухопроводов с указанием вентиляционного оборудования и запорных (регулирующих) органов. Схему делят на отдельные расчетные участки, границами которых обычно являются тройники или крестовины. Каждый расчетный участок указывают выносной горизонтальной линией, над которой проставляют расчетный расход воздуха L , м³/ч, а под линией – длину участка l , м. В кружке у линии записывают номер участка.

Дальнейший расчет системы воздухопроводов выполняют в такой последовательности.

1. Составляют таблицу – бланк расчета рекомендуемой формы. В таблицу включают следующие графы: номер участка; расход воздуха L , м³/ч; длину участка l , м; эквивалентный диаметр d_e , диаметр круглого сечения d , м; площадь поперечного сечения f , м²; скорость воздуха v , м/с; удельные потери давления R , Па/м; потери давления на трение Δp_t , Па; сумму коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma \xi$; динамическое давление p_d , Па; потери давления в местных сопротивлениях Δp_m , Па; общие потери давления Δp , Па.

2. Выбирают основное магистральное расчетное направление, которое характеризуется наибольшей протяженностью, и проставляют номера его участков, начиная с периферийного. Затем таким же образом нумеруют участки ответвлений от магистрального направления.

3. Выбирают форму поперечного сечения и рассчитывают размеры поперечного сечения.

Рекомендуемые скорости воздуха в элементах систем искусственной вентиляции: в жалюзийной решетке – 4...6 м/с; в приточных шахтах – 3...6; в вертикальных воздухопроводах и каналах – 5...8; в горизонтальных воздухопроводах – 6...12 м/с. Принято уменьшать скорость воздуха по мере приближения к концевым участкам системы воздухопроводов.

Расчет круглых воздуховодов упрощается при использовании номограммы (рис. 8).

4. Определяют потери давления:
в результате трения

$$\Delta p_t = Rl, \quad (77)$$

где R — удельные потери давления на единице длины воздуховода, определяемые по номограмме (см. рис. 8), Па;

в местных сопротивлениях

$$\Delta p_m = \sum \zeta \frac{\rho v^2}{2}, \quad (78)$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления (приложение 2).

Местными сопротивлениями являются регулирующие устройства, элементы конструкций на входе и выходе воздуха, повороты тройника, жалюзи, диафрагмы и т. д. Некоторые элементы воздуховодов, представляющие собой местные сопротивления, показаны на рисунке 9.

При определении удельных потерь давления для прямоугольных воздуховодов по рисунку 8 используют эквивалентный диаметр воздуховода и скорость воздуха (без учета фактического его расхода).

5. Вычисляют общие потери давления на участках как сумму потерь давления в результате трения и в местных сопротивлениях.

6. Уточняют расчет ответвлений методом увязки. На каждом ответвлении потери давления должны быть равны потерям давления на участках воздухопровода от узла, к которому присоединено данное ответвление, до конца магистрального направления. Расчет ответвления считается законченным, если относительная неувязка значений потерь давления не превышает 10 %. Метод увязки состоит в последовательном подборе размеров сечений участков на ответвлении.

Сечение вытяжных шахт естественной вентиляции определяют на основании расчетного расхода воздуха в холодный период года. Скорость воздуха следует принимать 0,5...2 м/с.

Работа вытяжных шахт будет более эффективной при устойчивой разности температур внутреннего и наружного воздуха не менее 5 °С, что наблюдается в холодный период года.

Вытяжные шахты рассчитывают по значению располагаемого гравитационного давления, соответствующего разности плотности наружного воздуха при температуре 5 °С и внутреннего воздуха при нормированной его температуре (но не менее 15 °С).

Скорость воздуха в поперечном сечении вытяжной шахты, м/с:

$$v = 0,9 \sqrt{\frac{2gh}{0,02 \frac{h}{d} + \sum \zeta} \frac{t_v - t_n}{t_n + 273}}, \quad (79)$$

где h — высота шахты между вытяжным отверстием и устьем шахты, м; d — диаметр (эквивалентный диаметр) шахты, м; $\sum \zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений (входа в шахту, утепленного клапана, выхода из шахты и др.); t_n — расчетная наружная температура (принимают равной 5 °С).

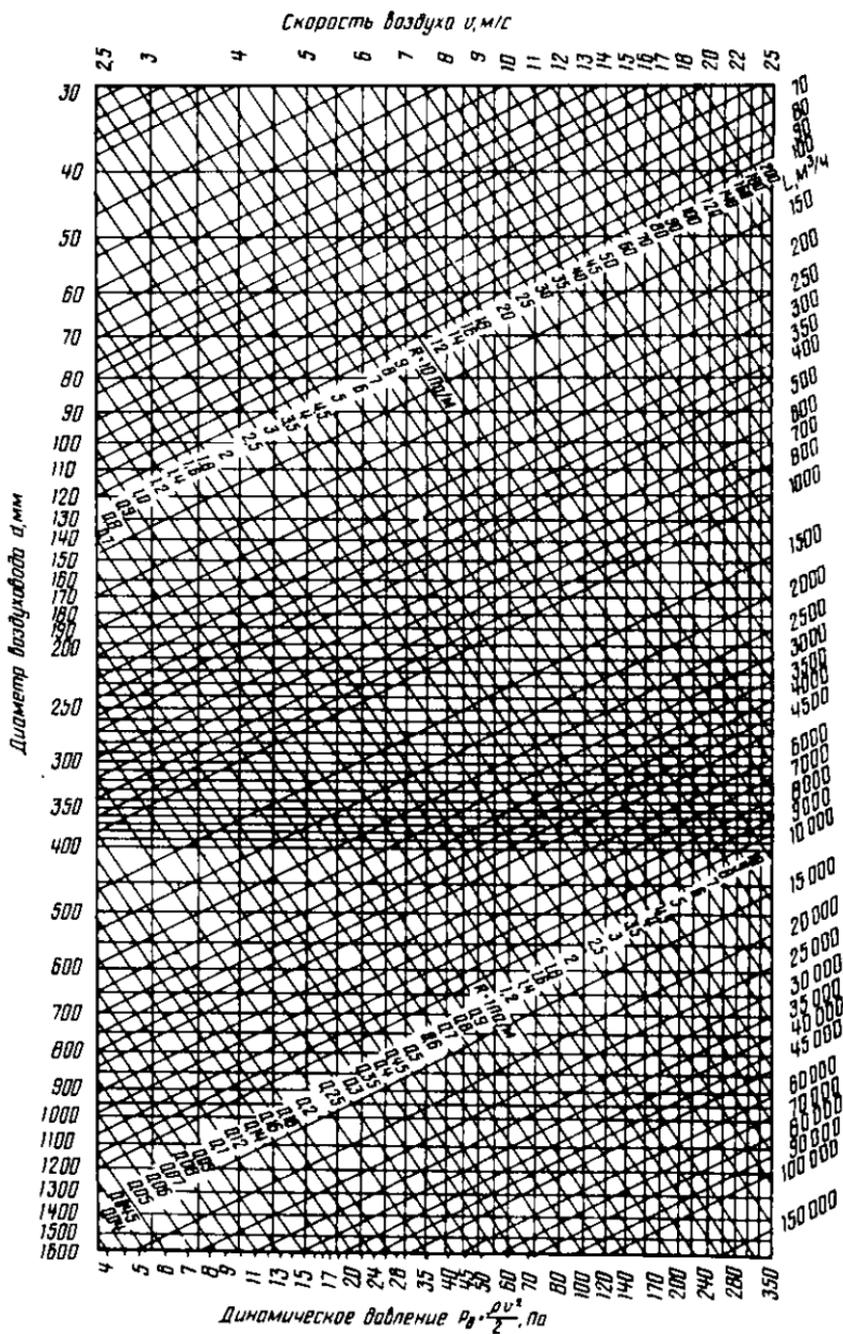


Рис. 8. Номограмма для расчета круглых воздуховодов.

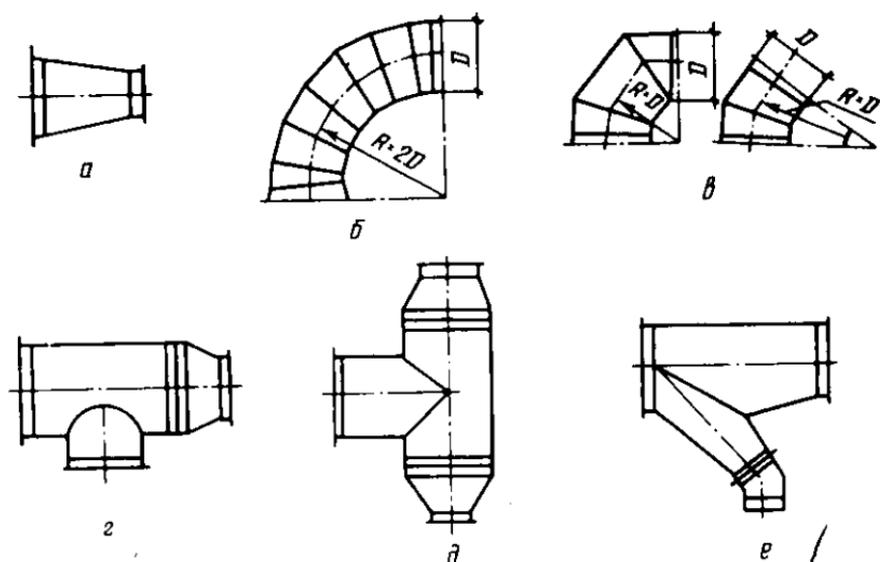


Рис. 9. Элементы круглых воздуховодов:

а — переход; б — отвод для системы вентиляции и пневмотранспорта; в — отвод для общеобменных систем вентиляции; г, д — узлы ответвления (тройники) для общеобменных систем; е — тройник для систем аспирации и пневмотранспорта.

Число шахт определяют, исходя из рассчитанной скорости движения воздуха, принятых размеров шахты и заданного расхода воздуха.

§ 7. ПОДБОР КАЛОРИФЕРОВ И ВЕНТИЛЯТОРОВ

Для нагревания воздуха в приточных системах вентиляции рекомендуется использовать водяные и паровые ребристые калориферы.

Водяные калориферы КВС-П и КВБ-П — пластинчатые ребристые. Их изготовляют многоходовыми по горячей воде. Конструктивные размеры и технические данные (рис. 10, табл. 14 и 15) зависят от номера (типоразмера) калорифера.

Калориферы модели КВБ-П отличаются от калориферов модели КВС-П шириной (на рисунке 10 эти размеры для калориферов КВБ-П приведены в скобках).

Калориферы КПС-П и КПБ-П применяют при использовании водяного пара в качестве теплоносителя, их конструктивные размеры в основном те же, что и у калориферов КВС-П и КВБ-П, но они одноходовые по теплоносителю и устанавливают их вертикально. Патрубок для подвода пара размещен сверху, а для отвода конденсата — снизу. Технические данные калориферов КПС-П и КПБ-П (табл. 16) несколько отличаются от технических данных калориферов КВС-П и КВБ-П.

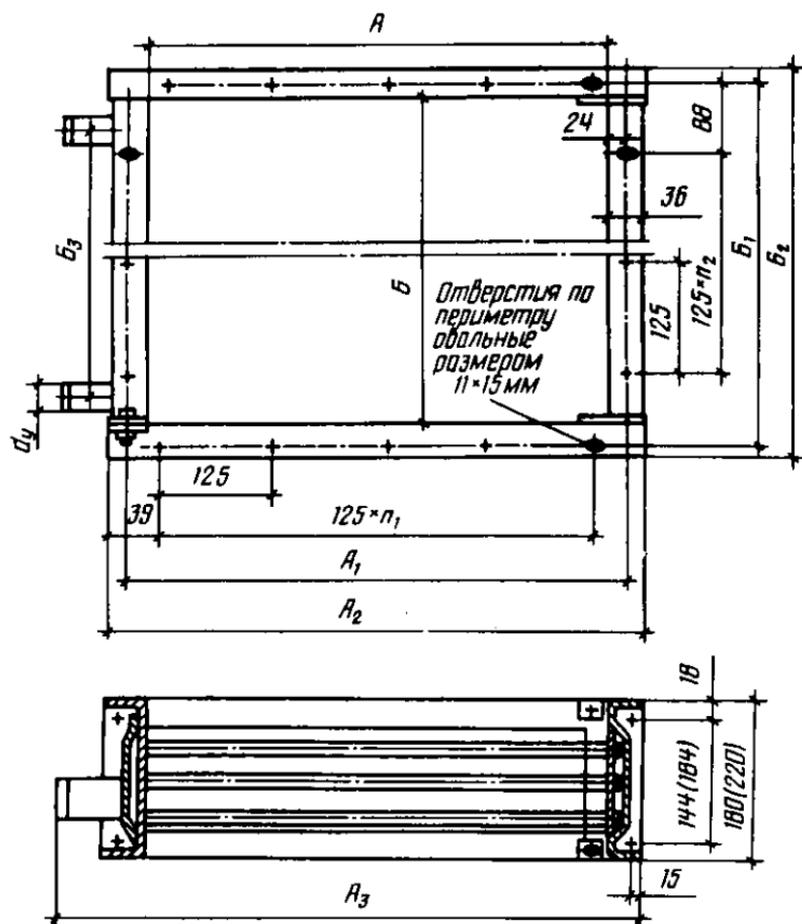


Рис. 10. Калориферы КВС-П и КВЕ-П.

14. Конструктивные размеры, мм, калориферов КВС-П и КВЕ-П (см. рис. 10)

Номер калорифера	A	A_1	A_2	A_3	B	B_1	B_2	B_3	d_y
6	530	578	610	675	—	—	—	—	—
7	655	703	735	800	—	—	—	—	—
8	780	828	860	925	503	551	575	430	32
9	905	953	985	1050	—	—	—	—	—
10	1155	1203	1235	1300	—	—	—	—	—
11	1655	1703	1735	1860	1003	1051	1075	912	50
12	1655	1703	1735	1860	1503	1551	1575	1412	50

15. Основные технические данные калориферов КВС-П и КВБ-П

Номер калорифера	Площадь поверхности нагрева, м ²		Площадь живого сечения, м ²			Масса, кг	
	КВС-П	КВБ-П	по воздуху	по теплоносителю		КВС-П	КВБ-П
				КВС-П	КВБ-П		
6	11,4	15,14	0,1392	0,00116	0,001544	56,2	72,7
7	14,16	18,81	0,172	0,00116	0,001544	65,6	84
8	16,92	22,44	0,2048	0,00116	0,001544	74,8	96,6
9	19,56	26,0	0,2376	0,00116	0,001544	83,8	109,1
10	25,08	33,34	0,3033	0,00116	0,001544	102,2	133,7
11	72,0	95,63	0,8665	0,00232	0,0031	262,6	351
12	108,0	143,5	1,2985	0,00347	0,0046	389,9	516

16. Основные технические данные калориферов КПС-П и КПБ-П

Номер калорифера	Площадь поверхности нагрева, м ²		Площадь живого сечения, м ²			Масса, кг	
	КПС-П	КПБ-П	по воздуху	по теплоносителю		КПС-П	КПБ-П
				КПС-П	КПБ-П		
6	11,4	15,14	0,267	0,00523	0,00697	56,2	72,7
7	14,16	18,81	0,329	0,00523	0,00697	65,6	84,0
8	16,92	22,44	0,392	0,00523	0,00697	74,8	95,6
9	19,56	26,0	0,455	0,00523	0,00697	83,8	109,1
10	25,08	33,34	0,581	0,00523	0,00697	102,2	133,1
11	72,0	95,63	1,66	0,0105	0,01394	287,6	373
12	108,0	143,5	2,49	0,1568	0,02091	403,5	558

Водяные и паровые калориферы выбирают одинаковыми по марке и номеру.

Теплотехнические и аэродинамические характеристики калориферов приведены в литературе [6, 11, 14, 39].

По отношению к проходящему через калорифер воздуху их монтаж может быть параллельным или последовательным. Параллельный применяют в тех случаях, когда требуется небольшая степень нагрева значительного количества воздуха. Последовательная установка рекомендуется при большой степени нагрева воздуха.

Расчет калориферов проводят в такой последовательности. Определяют тепловую мощность калориферной установки по формуле, Вт:

$$\Phi_k = 0,278 M c (t_k - t_n), \quad (80)$$

где 0,278 — коэффициент перевода кДж/ч в Вт; M — массовый расход нагреваемого воздуха, кг/ч; c — удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг · К); t_k и t_n — температура воздуха (конечная, начальная) соответственно до и после калорифера, °С.

Рассчитывают требуемую площадь живого сечения калориферов для прохода воздуха, м²:

$$f_T = M/v\rho, \quad (81)$$

где $v\rho$ — массовая скорость воздуха, кг/(м²·с); для водяных калориферов массовую скорость принимают равной 7...10 кг/(м²·с); для паровых — 3...7 кг/(м²·с).

Пользуясь техническими данными для калориферов и исходя из необходимой площади живого сечения f_T , подбирают номер и число применяемых калориферов. По выбранным калориферам устанавливают действительную площадь их живого сечения f_d . По формуле (81) уточняют массовую скорость воздуха.

Вычисляют скорость горячей воды в трубках калориферов, м/с:

$$v = \frac{\Phi}{c_B \rho_B (t_r - t_o) f_{TP}}, \quad (82)$$

где Φ — тепловая мощность системы вентиляции, кВт; c_B — удельная теплоемкость воды, кДЖ/(кг·К); ρ_B — плотность воды, кг/м³; t_r и t_o — температура горячей и обратной воды (после калорифера), °С; f_{TP} — площадь живого сечения трубок, м².

Средняя скорость воды в трубках калорифера должна находиться в пределах 0,3...0,5 м/с.

Вычисляют требуемую площадь поверхности теплообмена калорифера, м²:

$$A = \frac{\Phi}{k (t_{CP} - t'_{CP})}, \quad (83)$$

где k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); t_{CP} — средняя температура теплоносителя, °С; t'_{CP} — средняя температура воздуха, °С.

Значение коэффициента теплопередачи находят по уравнениям, приведенным в таблице 17.

Для воды среднюю температуру теплоносителя определяют как среднюю арифметическую температуру горячей и обратной воды: $t_{CP} = (t_r + t_o)/2$.

Если теплоносителем служит пар, то среднюю температуру теплоносителя принимают равной температуре насыщения при соответствующем давлении пара. При давлении пара до 0,13 МПа допускается принять $t_{CP} = 100$ °С.

Среднюю температуру воздуха определяют как среднее арифметическое значение начальной и конечной температур воздуха.

Находят общее число устанавливаемых калориферов:

$$n_K = A/A_K, \quad (84)$$

где A_K — площадь поверхности нагрева одного калорифера выбранной модели, м².

Если теплоноситель пар, то расчетная поверхность нагрева не должна превышать площадь поверхности нагрева принятой модели калорифера более чем на 10 % и если теплоноситель горячая вода, то

17. Коэффициент теплопередачи k и аэродинамическое сопротивление Δp

Марка калорифера	Теплоноситель	k , Вт/(м ² · К)	Δp , Па
КВС-П	Вода	20,8 (вр) ^{0,32} γ ^{0,13}	2,16 (вр) ^{1,65}
КВБ-П	"	19,7 (вр) ^{0,32} γ ^{0,13}	2,75 (вр) ^{1,65}
КПС-П	Пар	25 (вр) ^{0,296}	6,02 (вр) ^{1,65}
КПБ-П	"	23,8 (вр) ^{0,296}	8,15 (вр) ^{1,65}
КСК-3	Вода	26,2 (вр) ^{0,44} γ ^{0,17}	5,765 (вр) ^{1,832}
КСК-4	"	22,8 (вр) ^{0,5} γ ^{0,158}	8,435 (вр) ^{1,705}

на 20 %. В противном случае следует применять другую модель или номер калорифера и произвести повторный расчет.

Аэродинамическое сопротивление калорифера прохождению воздуха Δp , Па, определяют по формулам, приведенным в таблице 17. Сопротивление калорифера прохождению воздуха принимают с запасом 10 %. На сопротивление по воде следует давать запас 20 %.

Сопротивление при последовательно расположенных калориферах:

$$\Delta p_{гр} = m \Delta p, \quad (85)$$

где m — число последовательно расположенных калориферов.

Вентиляторы выбирают по значению подачи, то есть по расходу вентиляционного воздуха и развиваемому ими давлению.

Подачу вентилятора следует определять с учетом потерь или подсосов воздуха в воздуховодах.

Поправочный коэффициент K_B :

для воздуховодов из металла, пластмассы или асбоцемента при длине до 50 м — 1,1;

для воздуховодов из других материалов при длине более 50 м — 1,15.

Для обеспечения воздухообмена в холодный и переходный периоды года расчетную подачу воздуха системы приточной вентиляции принимают равной среднему арифметическому значению расходов вентиляционного воздуха в указанные периоды. Если значения этих расходов воздуха значительно различаются, то расчетный расход следует принимать по удвоенному расходу воздуха в холодный период. При необходимости увеличения воздухообмена в переходный и теплый периоды года подачу вентиляторов вычисляют по максимальному расходу вентиляционного воздуха.

Требуемое значение развиваемого вентилятором давления определяют по потерям давления в системе воздуховодов и установленном оборудовании.

Характеристики вентиляторов для так называемых стандартных условий даны в литературе [23, 32], а также в таблицах 23 и 24. Для условий, отличающихся от стандартных, давление, развиваемое вентилятором, Па:

$$p = \Delta p_{\text{в}} \frac{273 + t}{293} \frac{B_0}{B}, \quad (86)$$

где $\Delta p_{\text{в}}$ — расчетные потери давления, Па; t — температура воздуха, проходящего через вентилятор, °С; B_0 — барометрическое давление при стандартных условиях; $B_0 = 0,1013$ МПа (760 мм рт. ст.); B — барометрическое давление в данной местности, МПа.

Вентиляторы выбирают по сводным или индивидуальным характеристикам (см. приложение в [6]).

По значениям L и Δp (или p) на графике аэродинамических характеристик вентилятора [6, 32] находят точку. Если она расположена между рабочими характеристиками, ее сносят до ближайшей кривой "рабочей характеристики". Пользуясь индивидуальными характеристиками, находят частоту вращения вентилятора n , мин⁻¹, и его КПД. При этом надо стремиться к тому, чтобы достичь наибольшего значения КПД, но не ниже 0,9 от максимального для данного вентилятора.

Установленную мощность N , Вт, электродвигателя для привода вентилятора определяют по формуле

$$N = K \frac{L \Delta p}{\eta_{\text{в}} \eta_{\text{п}}}, \quad (87)$$

где K — коэффициент запаса, значение которого зависит от типа вентилятора и его мощности (табл. 18); L — подача воздуха, м³/с; Δp — потери давления, Па; $\eta_{\text{в}}$ — КПД вентилятора; $\eta_{\text{п}}$ — КПД передачи (для клиноременной равен 0,95, при соединении вала вентилятора и электродвигателя при помощи муфты — 0,98).

Системы воздушного отопления, а также системы приточной вентиляции, совмещенной с воздушным отоплением, следует проектировать с резервным вентилятором или отопительным агрегатом. Допускается также установка не менее двух систем, объединенных воздухопроводом.

С резервным вентилятором рекомендуется проектировать системы местных отсосов, удаляющих из любых помещений как вредные вещества 1-го и 2-го классов, так и окислы азота, бензоперены, хлор, двуокись хлора и др. Системы местных отсосов вредных или горючих веществ планируют отдельно от общеобменной вытяжной вентиляции.

18. Коэффициент запаса при выборе вентилятора

N, кВт	K при установке вентилятора	
	радиального	осевого
До 0,5	1,5	1,2
От 0,5 до 1	1,3	1,15
1,01 до 2	1,2	1,1
2,01 до 5	1,15	1,05
Более 5	1,1	1,05

Глава III. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ ЖИВОТНОВОДЧЕСКИХ ЗДАНИЙ

§ 1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ И ОБЪЕМ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Задание на выполнение курсового проекта может предусматривать проектирование систем отопления и вентиляции основных производственных помещений, а также вспомогательных (производственных или служебных).

В задании на проектирование должны содержаться следующие исходные данные: месторасположение объекта проектирования, вид и параметры теплоносителя, планировка и разрезы здания, его ориентация относительно сторон света, конструктивные характеристики наружных ограждений, вид и число голов животных (птицы), основные сведения о технологическом процессе.

В состав расчетно-пояснительной записки рекомендуется включать следующие разделы: выбор расчетных параметров наружного и внутреннего воздуха; расчет теплопотерь через наружные ограждения; расчет тепловоздушного режима помещений; расчет воздухообмена; выбор систем отопления и вентиляции; аэродинамический расчет системы воздуховодов; расчет и подбор основного оборудования систем отопления и вентиляции.

Указания по составу и оформлению графической части приведены в главах I и II.

Типовое расположение оборудования в составе установок систем вентиляции дано в литературе [6]. В приложении 1 приведены рекомендации по оформлению курсовой работы.

§ 2. ВЫБОР РАСЧЕТНЫХ ПАРАМЕТРОВ НАРУЖНОГО И ВНУТРЕННЕГО ВОЗДУХА

Расчетные параметры наружного воздуха принимают для заданного месторасположения объекта по СНиП 2.01.01-82 "Строительная климатология и геофизика", СНиП 2.04.05-86 "Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха". Некоторые рекомендации приведены в главах I и II.

Расчетные параметры внутреннего воздуха даны в общесоюзных нормах технологического проектирования ОНТП 1-89, ОНТП 2-85 и ОНТП 4-88. Сведения о параметрах микроклимата в животноводческих помещениях содержатся также в литературе [10, 11, 14, 39].

Принятые параметры внутреннего воздуха следует записать в таблицу, в которой указывают номер помещения, температуру и относительную влажность внутреннего воздуха для трех периодов года, предельно допустимые концентрации углекислого газа, аммиака и сероводорода.

Расчетную температуру внутреннего воздуха в переходный период года рекомендуется принимать не ниже 15 °С; относительную влаж-

ность внутреннего воздуха в холодный период года — равную максимально допустимому значению, а для переходного и теплого периодов года записывают допустимый интервал ее значений. Действительные значения относительной влажности будут определены в процессе расчета воздухообмена.

§ 3. РАСЧЕТ ТЕПЛОПТЕРЬ ЧЕРЕЗ НАРУЖНЫЕ ОГРАЖДЕНИЯ

В этом разделе необходимо рассчитать требуемые по санитарно-гигиеническим нормам термические сопротивления теплопередаче для наружных стен, покрытий и чердачных перекрытий.

Нормативный температурный перепад между внутренним воздухом и внутренней поверхностью наружных ограждений определяют для наружных стен

$$\Delta t^n = t_{в} - t_p; \quad (88)$$

для покрытий и чердачных перекрытий

$$\Delta t^n = 0,8 (t_{в} - t_p), \quad (89)$$

где t_p — температура точки росы при расчетных параметрах внутреннего воздуха, °С.

Затем рассчитывают термические сопротивления теплопередаче для наружных стен, покрытий, чердачных перекрытий, ворот и наружных дверей по заданным конструктивным характеристикам наружных ограждений и определенным теплофизическим характеристикам строительных материалов. При отсутствии необходимых конструктивных характеристик термические сопротивления теплопередаче для наружных стен, покрытий, чердачных перекрытий должны быть на 30 % больше требуемых по санитарно-гигиеническим нормам. В этом случае наружные ограждения следует принять средней степени инерционности, а термические сопротивления окон и зон пола — равными нормативным значениям. При наличии утепляющего слоя в конструкции пола вводят поправку при расчете термических сопротивлений теплопередаче для зон пола.

После определения геометрических размеров и площадей наружных ограждающих конструкций рассчитывают теплопотери через наружные ограждения с использованием табличной формы (специальной ведомости) для записи результатов расчета.

Рекомендации по выполнению вышеуказанных расчетов изложены в § 3 главы I.

§ 4. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЗДУШНОГО РЕЖИМА

Тепловоздушный режим животноводческих помещений рассчитывают отдельно для холодного, переходного и теплого периодов года. В помещениях сержания молодняка расчет проводится в

холодный период года для старшей и младшей возрастных групп, а в переходный и теплый периоды — только для старшего возраста.

Задача расчета тепловоздушного режима помещений состоит в определении поступлений и расходов теплоты, водяных паров и газов, в составлении теплового баланса помещений и установлении особенностей изменения тепловлажного состояния воздуха при вентиляции помещений. Полученные данные позволяют выполнить расчет систем отопления и вентиляции животноводческих помещений.

Животные (птицы) выделяют теплоту, водяные пары и газы. Тепловая мощность свободных тепловыделений, кВт:

$$\Phi_{\text{ж}} = k'_t q n, \quad (90)$$

где k'_t — температурный коэффициент, учитывающий влияние температуры внутреннего воздуха на свободное тепловыделение; q — тепловая мощность свободных тепловыделений одним животным, кВт; n — поголовье животных.

Количество влаги, выделяемой животными, г/ч:

$$W_{\text{ж}} = k''_t w n, \quad (91)$$

где k''_t — температурный коэффициент, учитывающий влияние температуры внутреннего воздуха на влаговыведения; w — влаговыведения одним животным, г/ч.

Количество углекислого газа, выделяемого животными, л/ч:

$$V_{\text{CO}_2} = k'''_t v_{\text{CO}_2} n, \quad (92)$$

где k'''_t — температурный коэффициент, учитывающий влияние температуры внутреннего воздуха на выделения углекислого газа; v_{CO_2} — количество углекислого газа, выделяемого одним животным, л/ч.

Тепловая мощность общих тепловыделений, кВт:

$$\Phi_0 = k''''_t q_0 n, \quad (93)$$

где q_0 — тепловая мощность общих тепловыделений одним животным, кВт.

Нормы вредных выделений животными и температурные коэффициенты приведены в литературе [11, 14, 39].

Количество вредных выделений одной птицей определяют как произведение средней живой массы одной птицы на приведенные в нормах значения выделений теплоты, влаги и углекислого газа из расчета на 1 кг живой массы.

Для холодного периода года рассчитывают общие и свободные тепло- и влаговыведения, а также выделения углекислого газа; для переходного и теплого периодов — общие тепло- и влаговыведения.

При расчете выделения влаги внутри животноводческих помещений необходимо учитывать дополнительные выделения при испарении влаги с открытых водных и смоченных поверхностей поилок,

кормушек, подстилки, вертикальных стенок навозного лотка, участков пола вблизи навозных лотков и т. п.

Поверхностная плотность потока испаряемой влаги зависит от температуры и относительной влажности внутреннего воздуха и составляет 10...30 г/(м² · ч).

В животноводческих помещениях допускается учитывать дополнительные влаговыделения в холодный и переходный периоды в размере 10 % влаговыделений животными, а в теплый период – 20 %.

В птицеводческих помещениях дополнительные влаговыделения W_d , г/ч, рассчитывают с учетом усушки помета:

$$W_d = 0,05W_{ж} + \frac{npz}{24i}, \quad (94)$$

где $W_{ж}$ – влаговыделения птицей, г/ч; n – число голов; p – масса помета, выделяемая одной птицей за 1 сутки, г (табл. 19); z – доля усушки помета за первые сутки (принимается для помета от кур и индеек 0,7; от уток 0,74); i – число уборок помета в сутки: при напольном содержании $i = 1$; при клеточном содержании в зависимости от принятой технологии $i = 1...4$.

19. Выход помета в сутки от одной птицы, г

Возраст птицы, нед	Куры направления		Индейки	Утки
	яичного	мясного		
1...4	24	—	—	—
5...9	97	—	—	—
1...9	—	140	—	—
10...20	176	184	220	230
10...17	—	—	364	210
21...26	—	288	—	—
Взрослые	175...190	275...300	450	420

Теплопоступления от солнечной радиации рассчитывают для теплого периода года при температуре наружного воздуха выше 10 °С. При этом учитывают теплопоступления через перекрытие и остекление одной из стен, где наблюдается наибольшее поступление.

При расчете теплоты, поступающей от солнечной радиации в животноводческие помещения, допускается использовать упрощенную методику, изложенную в § 2 главы II.

В безоконных животноводческих помещениях учитывают поступления теплоты от системы освещения. Мощность ламп, приходящаяся на единицу площади пола, принимают равной 5 Вт/м².

Тепловой режим животноводческих помещений устанавливается в результате процессов тепло-, влаго- и воздухообмена, происходящих как внутри помещения, так и через наружные строительные ограждения. На формирование режима существенно влияет превышение

теплопоступлений над теплопотерями, что приводит к теплоизбыткам в помещении.

После расчета теплопоступлений в животноводческое помещение определяют тепловую мощность теплоизбытков, кВт:

для холодного периода года

$$\Phi_{изб} = \Phi_0 + \Phi_{осв} - \Phi_{тп} \quad (95)$$

где $\Phi_{осв}$ — тепловая мощность теплопоступлений от системы освещения, кВт; $\Phi_{тп}$ — тепловая мощность теплопотерь через наружные ограждения, кВт;

для переходного периода года

$$\Phi_{изб} = \Phi_0 + \Phi_{осв} - \Phi_{тп}^п \quad (96)$$

где $\Phi_{тп}^п$ — тепловая мощность теплопотерь через наружные ограждения в переходный период года, кВт;

$$\Phi_{тп}^п = \Phi_{тп} \frac{t_{в}^п - t_{н}^п}{t_{в} - t_{н}}, \quad (97)$$

где $t_{в}^п$ и $t_{н}^п$ — расчетные температуры внутреннего и наружного воздуха в переходный период, °С; $t_{в}$ и $t_{н}$ — расчетные температуры внутреннего и наружного воздуха в холодный период, °С;

для теплого периода года

$$\Phi_{изб} = \Phi_0 + \Phi_{осв} + \Phi_{с.р}, \quad (98)$$

где $\Phi_{с.р}$ — теплопоступления от солнечной радиации, кВт.

Затем рассчитывают угловой коэффициент (тепловлажностное отношение) для трех периодов года, кДж/кг:

$$\varepsilon = 3600 (\Phi_{изб}/W), \quad (99)$$

где W — суммарные влаговыделения в помещении, кг/ч.

Угловой коэффициент характеризует изменение тепловлажностного состояния воздуха при вентиляции помещений, в которых выделяются теплота и влага. Отрицательное значение углового коэффициента соответствует таким процессам изменения состояния воздуха, при которых расходы теплоты в помещении превышают теплопоступления.

Примеры расчета тепловоздушного режима животноводческих помещений приведены в литературе [11, 14, 39].

§ 5. РАСЧЕТ ВОЗДУХООБМЕНА

Системы вентиляции должны обеспечивать требуемый воздухообмен в холодный, переходный и теплый периоды года. Расход вентиляционного воздуха определяют для каждого из трех периодов

года. В помещениях для выращивания молодняка его рассчитывают для холодного периода года для младшей и старшей возрастных групп, а для теплого и переходного периодов – только для старшей.

Расход вентиляционного воздуха L , м³/ч, в холодный период года рассчитывают исходя из условий удаления выделяющихся водяных паров

$$L = W / [\rho (d_v - d_n)], \quad (100)$$

где W – суммарные влаговыделения внутри помещения, г/ч; ρ – плотность воздуха, кг/м³ (принимается 1,2 кг/м³); d_v – влагосодержание внутреннего воздуха, г/кг; d_n – влагосодержание наружного воздуха, г/кг;

углекислого газа

$$L = V_{CO_2} / (c_v - c_n), \quad (101)$$

где V_{CO_2} – расход углекислого газа, выделяемого животными внутри помещения, л/ч; c_v – предельно допустимая концентрация углекислого газа внутри помещения, л/м³; c_n – концентрация углекислого газа в приточном (наружном) воздухе, л/м³ (принимается 0,3...0,5 л/м³).

Из двух расходов вентиляционного воздуха принимают наибольший. После этого определяют расход воздуха, приходящийся на 1 кг живой массы животных, м³/ч:

$$l_v = L / m, \quad (102)$$

где m – живая масса всех животных (птиц), содержащихся в помещении, кг.

Если полученное значение меньше нормы рекомендуемого воздухообмена в холодный период года (табл. 20), то расход вентиляционного воздуха следует рассчитать, используя эту норму воздухообмена и общую живую массу животных:

$$L = l_n m, \quad (103)$$

где l_n – минимальный воздухообмен по нормам, м³/ч.

20. Нормы минимального воздухообмена на 1 кг живой массы, м³/ч

Животные и птица	Холодный период	Теплый период
Крупный рогатый скот	0,15	0,70
Молодняк КРС (младше 6 мес)	0,18	1,0
Свиноматки, поросята	0,30	0,70
Свиньи на откорме	0,30	0,60
Куры яичных пород (в клетках)	0,70	4,0
Куры мясных пород (напольное содержание)	0,75	5,0
Индюшки	0,60	4,0
Утки, гуси	0,70	5,0
Бройлеры	0,70...1,0	5,0
Цыплята	0,75...1,0	5,5
Индюшата	0,65...1,0	5,0

Таким образом, рассчитанный воздухообмен оказывается достаточным и для удаления из помещений других вредных выделений: сероводорода, аммиака и пыли.

Тепловлажностный режим животноводческих помещений в переходный и теплый периоды характеризуется наличием избыточной теплоты, так как в эти периоды теплопоступления (тепловыделения) превышают теплотери помещений. Расход вентиляционного воздуха рассчитывают из условия одновременного удаления избыточной теплоты и влаговыделений. Изменение состояния воздуха определяется угловым коэффициентом ϵ .

Воздухообмен может быть рассчитан по диаграмме влажного воздуха (графоаналитический метод). На диаграмму (рис. 11) наносят точку состояния приточного воздуха и проводят через нее линию процесса с углом наклона, соответствующим угловому коэффициенту ϵ . Точка пересечения линии с изотермой при принятой внутренней температуре позволяет установить влагосодержание и относительную влажность воздуха внутри помещений.

Деления с указанием углового коэффициента ϵ , кДж/кг, нанесены по границам диаграммы влажного воздуха. Чтобы найти направление луча процесса, необходимо деление с соответствующим угловым коэффициентом соединить с началом отсчета (с точкой, в которой $d = 0$, $H = 0$). Линии процесса с заданным угловым коэффициентом параллельны линии, построенной указанным образом.

Пример расчета воздухообмена с использованием графоаналитического метода изложен в литературе [6].

Для повышения точности расчета следует определить влагосодержание внутреннего воздуха как

$$d_{в} = d_{н} + 1020 \frac{t_{в} - t_{н}}{\epsilon - 2500}, \quad (104)$$

где $t_{в}$ и $t_{н}$ — расчетные температуры внутреннего и наружного воздуха в рассматриваемый период года, °С.

Относительная влажность внутреннего воздуха должна быть в допустимом интервале ее значений. Для выполнения этого условия необходимо в некоторых случаях уменьшить расчетную температуру внутреннего воздуха, что приведет к увеличению требуемого воздухообмена.

При $\epsilon \approx 2500$ кДж/кг температуру внутреннего воздуха принимают равной температуре наружного воздуха. Влагосодержание внутреннего воздуха определяют при максимально допустимой относительной влажности.

Расход вентиляционного воздуха в переходный и теплый периоды рассчитывают по уравнению (100), используя влаговыделения в помещениях и влагосодержание внутреннего и наружного воздуха в указанные периоды года.

Расход вентиляционного воздуха в переходный период принимают

равным расчетному, но не меньше его значения для холодного периода года. Для теплого периода расход вентиляционного воздуха, приходящийся на 1 кг живой массы, определяют по уравнению (102). Полученную величину сравнивают с нормами минимального воздухообмена (см. табл. 20). Если эти нормы не обеспечиваются, то рассчитывают по уравнению (103).

§ 6. ВЫБОР СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ

Систему отопления и вентиляции определяют, исходя из тепловой мощности системы отопления, расчетных расходов вентиляционного воздуха и особенностей производственных процессов в помещениях.

В животноводческих помещениях большого объема используют отопительно-вентиляционные системы, которые совмещают воздушное отопление и приточную вентиляцию.

Тепловая мощность отопительно-вентиляционной системы, кВт:

$$\Phi_{от} = \Phi_{тп} + \Phi_{в} + \Phi_{исп} - \Phi_{ж} - \Phi_{осв}, \quad (105)$$

где $\Phi_{тп}$, $\Phi_{в}$ и $\Phi_{исп}$ — тепловые мощности, расходуемые через наружные ограждения на подогрев наружного воздуха и испарение влаги с водных и смоченных поверхностей, кВт; $\Phi_{осв}$ — тепловая мощность теплоступлений от системы освещения, кВт;

$$\Phi_{в} = c_p \rho L (t_{в} - t_{н})/3600, \quad (106)$$

где c_p — удельная изобарная теплоемкость воздуха, кДж/(кг · К); $c_p = 1$ кДж/(кг · К); ρ — плотность воздуха, кг/м³; $\rho = 1,2$ кг/м³; L — расход вентиляционного воздуха в холодный период года, м³/ч; $t_{в}$ и $t_{н}$ — расчетные температуры внутреннего и наружного воздуха, °С.

$$\Phi_{исп} = r W_{д}/3600, \quad (107)$$

где r — скрытая теплота парообразования, кДж/г ($r = 2,5$ кДж/г); $W_{д}$ — дополнительные влаговыделения с открытых водных и смоченных поверхностей, г/ч.

В уравнении (106) принимают расчетную температуру наружного воздуха равной средней температуре наиболее холодной пятидневки (параметр Б для холодного периода года).

При расчетной температуре наружного воздуха от -10 °С и выше во многих случаях не требуется отопления животноводческого помещения, поскольку тепловыделения животными оказываются достаточными для компенсации расходов теплоты в нем и поддержания нормативной температуры внутреннего воздуха.

Помещения для содержания и выращивания молодняка характеризуются существенными изменениями в отношении тепло- и влаговыделений по мере роста молодняка. В связи с этим в них рекомендуется устанавливать комбинированные системы воздушного и водяного (парового) отопления. При этом температура поверхности отопительных приборов не должна превышать 150 °С, а при напольном содержании птицы 95 °С.

Для выбора отопительно-вентиляционной системы важное значение имеет конечная температура подогретого в калориферах воздуха t_k , °С:

$$t_k = t_n + \frac{3600 \Phi_{от}}{c_p \rho L}, \quad (108)$$

где обозначение $\Phi_{от}$ приведено в формуле (105), а остальных величин — в (106).

В связи с подачей воздуха на небольшой высоте над полом (не более 3,5 м) и применением пленочных воздуховодов температура подогретого воздуха допускается не более 45 °С. Для обеспечения этого уменьшают тепловую мощность системы воздушного отопления, одновременно используя и водяное (паровое) отопление.

При расчете системы водяного (парового) отопления животноводческого помещения пользуются рекомендациями и методами расчета, изложенными в главе I.

Отопительно-вентиляционные системы подразделяют по радиусу действия — на местные и центральные, по степени замены воздуха в помещении — на приточные, рециркуляционные и с частичной рециркуляцией.

Местные системы воздушного отопления служат для обогрева одного помещения. Они отличаются отсутствием воздуховодов распределения воздуха и подачей воздуха сосредоточенными компактными струями.

В схемах местных систем воздушного отопления, совмещенных с системами вентиляции, предусмотрены тепловой центр 1 (рис. 12) и каналы (шахты) 2 вытяжной вентиляции. В состав теплового центра входят вентилятор и калориферы. Для подогрева воздуха устанавливают паровые, водяные и электрические калориферы или теплогенераторы. Теплоноситель подводится и отводится по трубопроводам 3.

В приточной системе (см. рис. 12, а) наружный воздух с температурой t_n подогревается в калорифере до температуры t (горячего) и

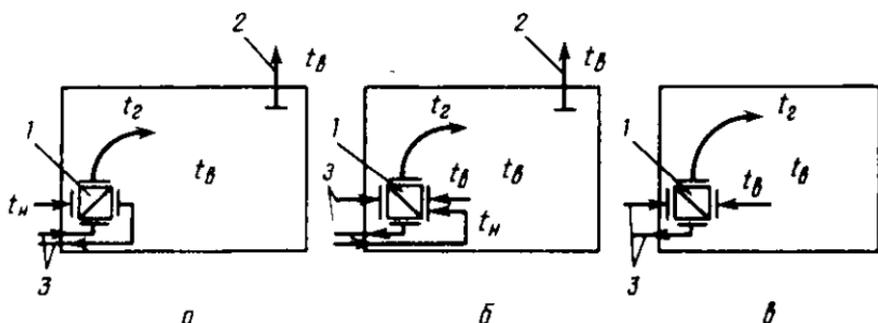


Рис. 12. Схемы местных систем воздушного отопления:

а — приточная; б — с частичной рециркуляцией; в — циркуляционная.

подается в помещение в количестве, достаточном для вентиляции. Такое же количество внутреннего воздуха удаляется из помещения с температурой t_{θ} по каналам вытяжной вентиляции или через неплотности в наружных ограждениях.

При частичной рециркуляции (см. рис. 12, б) часть воздуха забирается снаружи с температурой $t_{\text{н}}$, а другая часть — из помещения с температурой t_{θ} . Смешанный воздух подогревается в калорифере и подается с температурой t_2 в помещение, которое отапливается всем подаваемым воздухом, а вентилируется только частью воздуха, забираемого снаружи.

Отсутствие вентиляции, когда в помещении происходит циркуляция внутреннего воздуха без его замены, является характерной особенностью циркуляционных систем (см. рис. 12, в). Такие системы воздушного отопления допустимы только в тех случаях, когда не требуется вентиляции помещения.

Центральные системы воздушного отопления предназначены для подогрева одного или нескольких помещений большого объема. Воздух подогревается в едином тепловом центре с достаточной тепловой мощностью.

Принципиальные схемы центральных систем воздушного отопления (рис. 13) в основном аналогичны схемам местных систем. Отличие заключается в использовании системы воздуховодов для подачи воздуха в помещения. Особое значение имеет равномерное распределение воздушных масс по объему помещения (или его рабочей зоны).

В приточных рекуперативных системах воздушного отопления (см. рис. 13, в) достигается снижение расхода тепловой энергии путем установки теплообменника-утилизатора 6. Предварительный подогрев воздуха осуществляется за счет теплоты удаляемого из помещения внутреннего воздуха.

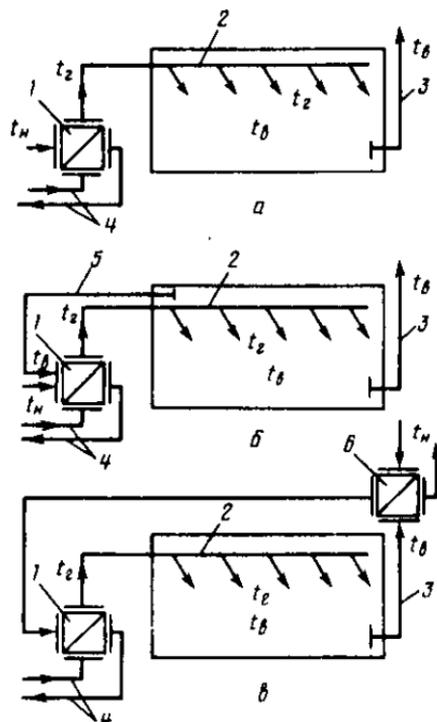


Рис. 13. Схемы центральных систем воздушного отопления:

а — приточная; б — с частичной рециркуляцией; в — приточная рекуперативная; 1 — тепловой центр; 2, 3 и 5 — приточный, вытяжной и рециркуляционный воздуховоды; 4 — трубопроводы теплоносителя; 6 — теплообменник-утилизатор.

В животноводческих помещениях применяют местные и центральные системы воздушного отопления (в основном прямоточные), а в некоторых случаях – рекуперативные прямоточные системы, которые принято называть также теплообменными системами вентиляции.

Системы с частичной рециркуляцией до 50 % от расчетного воздухообмена допускаются в животноводческих помещениях по откорму свиней и КРС.

Отопительно-вентиляционные системы животноводческих помещений включают в себя механическую приточную вентиляцию с распределением воздуха по объему зоны содержания животных; при помощи этих систем осуществляется воздухообмен в холодный и большую часть переходного периодов года. В эти периоды года запрещается увеличивать воздухообмен за счет открытия дверей, ворот и окон, так как возможно переохлаждение помещения и возникновение сквозняков.

Воздух в рабочую зону помещений подается воздухораспределителями – перфорированными воздуховодами. При использовании пленочных воздуховодов воздухораспределители можно разместить над каждым рядом станков или стойл, что улучшает вентиляцию непосредственно в зоне содержания животных и снижает энергозатраты на создание микроклимата.

Воздухораспределители с воздуховыпускными отверстиями в нижней части следует располагать на высоте 2...2,5 м над полом с целью обеспечения рекомендуемой подвижности воздуха в зонах содержания животных.

Отопительно-вентиляционные системы животноводческих помещений выполняют по конструктивным схемам "сверху вверх" и "сверху вниз". В первой схеме предусматривается подача приточного воздуха сверху в рабочую зону помещения и удаление его из этой зоны при помощи вытяжных шахт. Во второй схеме воздух удаляется из нижней зоны помещения осевыми вытяжными вентиляторами, установленными внизу продольных наружных стен. Вытяжные вентиляторы могут быть размещены в оконных проемах, но при этом они должны быть оснащены короткими воздуховодами (спусками) для забора воздуха из нижней зоны помещения.

Схема "сверху вверх" является наиболее эффективной и удобной при эксплуатации в моноблочных животноводческих зданиях. Схему "сверху вниз" широко используют в птицеводческих и в ряде случаев в свиноводческих помещениях.

Нормами технологического проектирования рекомендуется устройство вытяжной вентиляции из каналов навозоудаления с расчетным расходом воздуха 30...100 % от расчетного расхода его в холодный период года. Однако было установлено, что такие системы вентиляции, требуя значительных капитальных вложений и эксплуатационных трудозатрат, не оказывают заметного влияния на параметры воздушной среды в животноводческих помещениях, поэтому при проектировании их не следует предусматривать.

В переходный и теплый периоды года повышают воздухообмен: за счет увеличения притока воздуха при помощи дополнительно устанавливаемых вентиляторов; использования схемы "сверху вниз" путем включения дополнительных вытяжных вентиляторов, размещаемых внизу наружных стен.

В первом случае используют вентиляционные башни с осевыми вентиляторами внутри или крышные вентиляторы. Вентиляционные башни служат в качестве вытяжных в холодный период года (при отключенных вентиляторах) или в качестве приточных в теплый период (при работающих осевых вентиляторах).

Во втором случае усиливают вытяжку воздуха из помещения, а приток воздуха происходит через окна, ворота, двери, приточные каналы, вытяжные шахты естественной вентиляции.

Более подробные рекомендации по выбору отопительно-вентиляционных систем животноводческих помещений с указанием принципиальных схем изложены в литературе [4, 11, 14, 39].

После выбора отопительно-вентиляционной системы необходимо решить вопрос о месте размещения тепловентиляционного оборудования на плане объекта проектирования. В животноводческом здании рекомендуется предусматривать не менее двух установок воздушного отопления.

Оборудование отопительно-вентиляционных систем размещают в изолированных помещениях, отделенных от основных производственных, а также внутри производственных помещений, на площадках или в проемах строительных конструкций.

Воздухозаборные отверстия приточных установок выполняют непосредственно в наружных стенах или приставной воздухоприемной шахте. Их оборудуют жалюзийными решетками и утепленными клапанами, препятствующими проникновению холодного воздуха в помещение при неработающих вентиляторах. Воздухозаборные отверстия следует размещать на высоте не менее 2 м от уровня земли, а при расположении в зеленой зоне насаждений — не менее 1 м.

Воздух из помещений рекомендуется удалять через воздухопроводы (шахты), выведенные выше кровли здания, или через проемы в наружных стенах. Отверстия для удаления воздуха должны располагаться на расстоянии не менее 20 м от воздухозаборных отверстий.

В животноводческих помещениях в качестве аварийной предусматривают систему естественной вентиляции: вытяжные шахты большого поперечного сечения (диаметром 800 мм и более или поперечным сечением не менее 800x800 мм) и достаточной высоты (не менее 3 м).

§ 7. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ

Основные положения расчета воздухопроводов изложены в § 6 главы II.

После составления расчетной аксонометрической схемы приступают к выбору и расчету воздухораспределителей. В животноводчес-

ких помещениях используют перфорированные пленочные воздухо-распределители.

В одной из конструкций пленочного воздухораспределителя расположение двух несущих тросов предусмотрено внутри пленочной оболочки, что придает воздуховодам овальную форму при неработающем вентиляторе и тем самым предотвращает слипание оболочки.

Исходные данные к расчету воздухораспределителей постоянного поперечного сечения следующие: расход воздуха L , м³/ч; длина воздухораспределителя l , м; температура воздуха t , °С; абсолютная (эквивалентная) шероховатость k (для пленочных воздухопроводов принимается 0,01 мм, для стальных — 0,1 мм).

Скорость воздуха в начальном поперечном сечении воздухораспределителя v_n принимают 6...12 м/с, диаметр воздухораспределителя d , м, определяют, исходя из расхода воздуха и принятой скорости.

При параметрах воздушного потока в начальном сечении воздухораспределителя рассчитывают:

динамическое давление воздуха, Па,

$$p_{д.н} = \rho v_n^2 / 2, \quad (109)$$

где ρ — плотность воздуха, кг/м³;

число Рейнольдса

$$Re = v_n d / \nu, \quad (110)$$

где ν — кинематическая вязкость, м²/с;

коэффициент гидравлического трения

$$\lambda_n = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{k}{d} \right)^{0,25}, \quad (111)$$

где k — абсолютная шероховатость, м.

Свойства воздуха при атмосферном давлении $B = 0,101$ МПа:

Температура, °С	-10	0	10	20	30	40	50
$\nu \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$	12,43	13,28	14,16	15,06	16,0	16,96	17,95
$\rho, \text{ кг/м}^3$	1,342	1,293	1,247	1,205	1,165	1,128	1,093

Определяют коэффициент, характеризующий конструктивные особенности воздухораспределителя:

$$a = 0,364 \frac{\lambda_n l}{d}. \quad (112)$$

Значение этого коэффициента должно быть меньше 0,73, что обеспечивает увеличение статического давления воздуха по мере движения от начала к концу воздухораспределителя.

Устанавливают минимально допустимую скорость истечения воздуха через отверстия в конце воздухораспределителя, м/с:

$$v_0^2 = 1,15 \mu v_H \sqrt{1 - a}, \quad (113)$$

где μ — коэффициент расхода (принимают 0,65 как для отверстий с острыми кромками).

Скорость истечения через отверстия в конце воздухораспределителя v_0 рекомендуется принимать в пределах 5...10 м/с. Уменьшение скорости истечения приводит к снижению дальности приточных струй, а увеличение — к повышению статического давления воздуха внутри воздухораспределителя. В пленочных воздуховодах допускается статическое давление не более 150 Па.

Определяют коэффициент, характеризующий отношение скоростей воздуха:

$$b = \mu \frac{v_H}{v_0}. \quad (114)$$

Рассчитывают необходимую площадь отверстий в конце воздухораспределителя, выполненных на 1 м длины, f_k , м²:

$$f_k = \frac{L}{3600 i v_0}. \quad (115)$$

С целью упрощения изготовления воздуховод разбивают на отдельные участки с одинаковыми расстояниями между воздуховыпускными отверстиями. При неравномерности распределения воздуха в пределах $\pm 7,5\%$ различие в статических давлениях по длине каждого участка не превышает 25% (по отношению к максимальному статическому давлению на участке).

Относительные длины участков l_i/l зависят от коэффициентов a и b (табл. 21).

При $b \leq 0,5$ не требуется разбивать воздуховод на отдельные участки. В этом случае независимо от конструктивных особенностей предусматривается равномерное распределение отверстий по всей длине воздухораспределителя.

В пределах каждого участка находят площадь отверстий, м², на единице длины воздуховода:

$$f_i = f_k \omega_i, \quad (116)$$

где ω_i — относительные площади воздуховыпускных отверстий на участках воздухораспределителя: $\omega_1 = 1,07$; $\omega_2 = 1,23$; $\omega_3 = 1,42$; $\omega_4 = 1,63$; $\omega_5 = 1,87$.

Диаметр воздуховыпускного отверстия d_0 принимают от 20 до 80 мм.

Рассчитывают число отверстий в одном ряду, исходя из условия их расположения в нижней части воздуховода в пределах дуги, длина которой определяется центральным углом между крайними отверстиями:

$$n_0 = l_0/j d_0 + 1, \quad (117)$$

где l_0 — длина дуги расположения отверстий, мм; j — коэффициент, определяющий расстояние между осями соседних отверстий ($j = 5...10$).

21. Относительные длины участков

a	b							
	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3
0	0,82	0,70	0,62	—	—	—	—	—
	0,18	0,24	0,20	—	—	—	—	—
0,1		0,06	0,12	—	—	—	—	—
			0,06	—	—	—	—	—
	0,86	0,74	0,64	0,57	—	—	—	—
	0,14	0,26	0,22	0,19	—	—	—	—
0,2			0,14	0,12	—	—	—	—
				0,08	—	—	—	—
				0,04	—	—	—	—
	0,91	0,77	0,67	0,59	—	—	—	—
0,3			0,24	0,21	—	—	—	—
			0,09	0,13	—	—	—	—
				0,07	—	—	—	—
0,4	1,0	0,82	0,70	0,62	0,55	—	—	—
		0,18	0,27	0,24	0,20	—	—	—
			0,03	0,14	0,13	—	—	—
					0,12	—	—	—
0,5	1,0	0,88	0,75	0,65	0,58	0,52	—	—
		0,12	0,25	0,27	0,23	0,20	—	—
				0,08	0,15	0,13	—	—
					0,04	0,10	—	—
0,6						0,05	—	—
	1,0	1,0	0,82	0,70	0,61	0,54	0,49	—
			0,18	0,30	0,27	0,24	0,20	—
					0,12	0,16	0,15	—
0,7						0,06	0,11	—
							0,05	—
	1,0	1,0	0,95	0,77	0,66	0,58	0,52	0,46
			0,05	0,23	0,34	0,30	0,24	0,22
0,8						0,12	0,24	0,16
								0,16
	1,0	1,0	1,0	1,0	0,74	0,64	0,56	0,50
					0,26	0,36	0,40	0,28
						0,04	0,22	

Примечание. В верхней строке каждой колонки приведены относительные длины первого участка, а в ниже расположенных строках — относительные длины последующих участков. Нумерация участков выполнена от конца воздуховода (первый участок — в конце, а последний — в начале воздухораспределителя).

Число рядов отверстий на каждом участке:

$$m_i = f_i l_i / n_o f_o, \quad (118)$$

где l_i — длина участка, м; f_o — площадь воздуховыпускного отверстия, м².

Шаг между рядами отверстий b , м:

для первого участка

$$b_1 = l_1 / (m_1 - 1); \quad (119)$$

для последующих участков

$$b_i = l_i / m_i. \quad (120)$$

Вычисляют статические давления воздуха $P_{ст}$, Па:
в конце воздухораспределителя

$$P_{ст.к} = \frac{1}{\mu^2} \frac{\rho v_0^2}{2}; \quad (121)$$

в начале воздухораспределителя

$$P_{ст.н} = P_{ст.к} - (1 - a) P_{д.н}. \quad (122)$$

Потери давления в воздухораспределителе:

$$\Delta P = P_{ст.н} + P_{д.н}. \quad (123)$$

Результаты расчета перфорированных воздухораспределителей заносят в сводную таблицу расчета воздухопроводов.

§ 8. РАСЧЕТ И ПОДБОР ОБОРУДОВАНИЯ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ

В системах воздушного отопления животноводческих помещений используют водяные и паровые калориферы, радиальные (центробежные) и осевые вентиляторы.

Приточно-вытяжные установки ПВУ, электрокалориферные установки СФОЦ и теплогенераторы применяют при децентрализованном теплоснабжении животноводческих ферм. Их технические данные и конструктивные размеры приведены в литературе [4, 11, 17, 39].

Основные положения по выбору калориферов и вентиляторов изложены в § 7 главы II.

В отопительно-вентиляционных системах животноводческих помещений устанавливают радиальные (центробежные) и осевые вентиляторы исполнения 1 и 6. Исполнение 1 характеризуется непосредственным приводом при расположении колеса вентилятора на валу электродвигателя. В исполнении 6 предусматривается клиноременная передача, рабочее колесо размещается на консольной части вала вентилятора.

Радиальные вентиляторы выпускают правого и левого вращения: если смотреть со стороны всасывающего патрубка, то правого – рабочее колесо вращается по ходу часовой стрелки, левого – рабочее колесо вращается против хода часовой стрелки. В конструкции ра-

диальных вентиляторов предусмотрено расположение корпуса при различных углах поворота (0° , 45° , 90° , 135° , 180° , 270° и 315°).

Широко используют радиальные вентиляторы Ц4-70 (рис. 14) различных номеров (табл. 22).

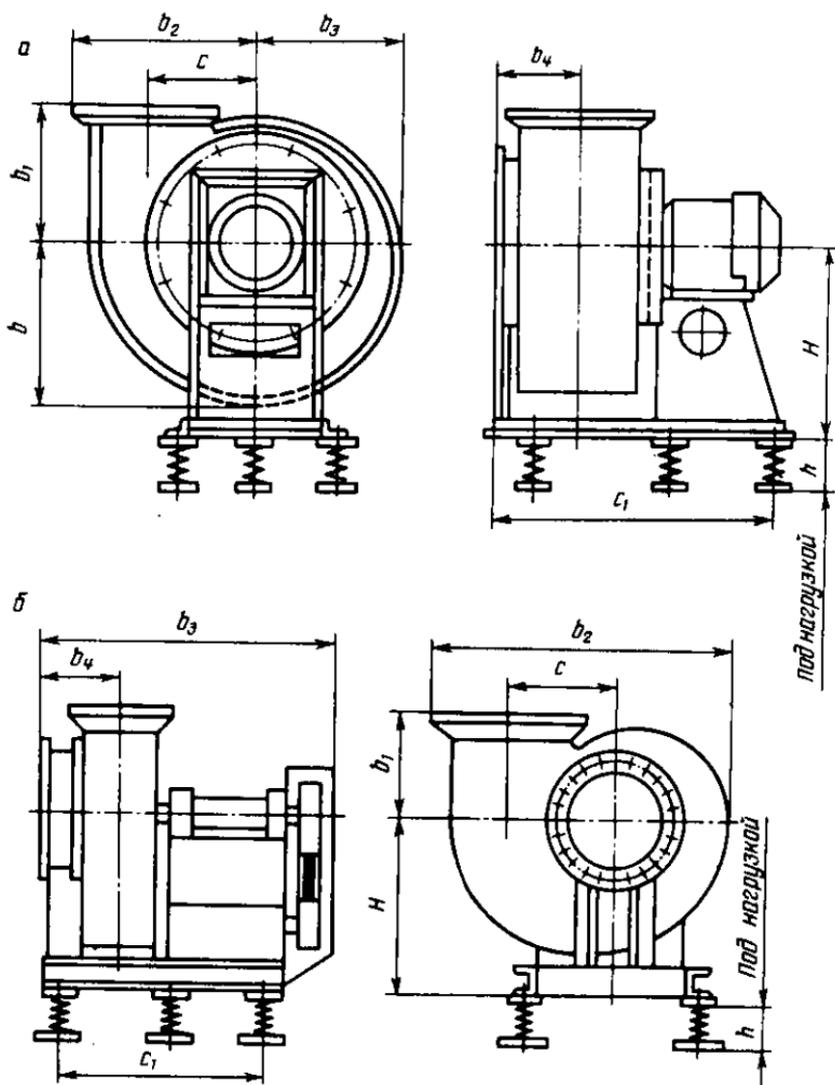


Рис. 14. Вентиляторы Ц4-70:

а — исполнение 1; б — исполнение б.

22. Конструктивные размеры радиальных вентиляторов Ц4-70 (см. рис. 14), мм

Номер вентилятора	H	h	b	b ₁	b ₂	b ₃	b ₄	c	c ₁
<i>Исполнение 1</i>									
2, 5	325	68	232	197	280	200	155	163	400
3, 15	385	66	296	240	346	256	179	208	560
4	490	76	365	300	427	315	207	260	650
5	570	98	451	360	527	392	242	326	730
6, 3	720	110	567	430	657	489	288	410	900
8	930	130	718	530	842	618	362	520	1200
10	1100	130	893	643	1042	768	435	650	1250
<i>Исполнение 6</i>									
8	1000	145	—	530	1457	1415	386	520	1100
10	1100	175	—	656	1807	1620	454	650	1260
12, 5	1540	213	—	815	2245	1967	544	812	1535

Примечание. Номер вентилятора соответствует диаметру колеса, выраженному в дециметрах.

Технические данные вентиляторов Ц4-70 (табл. 23) указаны при максимальном КПД (η). При окончательном выборе вентиляторов используют их индивидуальные характеристики [21].

В отопительно-вентиляционных системах животноводческих помещений применяют комплекты оборудования "Климат-2", "Климат-3" и "Климат-4" [17, 39].

23. Основные технические данные вентиляторов Ц4-70

Номер вентилятора	Частота вращения, мин ⁻¹	Подача, м ³ /ч	Давление, Па	КПД, %	Мощность электродвигателя, кВт
2, 5	1400	680	180	73,5	0,12
	2800	1400	670	73,5	0,55
3, 15	1400	1600	270	75,5	0,25
	2860	2700	1200	75,5	1,5
4	915	1700	200	77,5	0,37
	1370	2800	450	77,5	0,75
	2880	5800	1900	77,5	5,5
5	930	3800	330	80,0	0,75
	1420	5900	750	80,0	2,2
6, 3	950	7500	500	80,5	2,2
	1450	11 500	1200	80,5	7,5

Номер вентилятора	Частота вращения, мин ⁻¹	Подача, м ³ /ч	Давление, Па	КПД, %	Мощность электродвигателя, кВт
8	670	11 000	450	80	3,0
	755	13 000	550	80	3,0
	970	17 000	950	80	7,5
	1190	20 000	1400	80	15,0
10	530	17 000	420	80	5,5
	670	22 000	670	80	7,5
	750	24 000	800	80	11,0
	845	28 000	1100	80	15,0
	970	33 000	1500	80	22,0
12, 5	425	27 000	420	80	5,5
	530	33 000	670	80	11,0
	600	38 000	850	80	15,0
	755	48 000	1300	80	30,0

В системах вентиляции предусматривают также осевые вентиляторы ВО, технические данные которых приведены в таблице 24.

24. Основные технические данные вентиляторов ВО

Номер вентилятора	Частота вращения, мин ⁻¹	Подача, м ³ /ч	Давление, Па	КПД, %	Мощность электродвигателя, кВт
4	1450	3000	42	67	0,25
5, 6	960	5500	42	67	0,37
7, 1	960	12 000	44	67	1,1

Подачу дополнительных вентиляторов, устанавливаемых с целью увеличения воздухообмена в переходный и теплый периоды года, определяют по максимальному расходу вентиляционного воздуха.

Глава IV. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ СООРУЖЕНИЙ ЗАЩИЩЕННОГО ГРУНТА

§ 1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ И ОБЪЕМ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Задание на проектирование должно содержать следующие исходные данные: месторасположение объекта проектирования (расчетные параметры наружного воздуха), вид и назначение сооружения защищенного грунта, инвентарную площадь, планировку и разрезы сооружения (основные его размеры), площади вертикальных и наклонных ограждений (коэффициент ограждения), вид и параметры теплоносителя.

В состав расчетно-пояснительной записки рекомендуется включать такие разделы: выбор расчетных параметров наружного и внутреннего воздуха, описание объекта проектирования и выбор системы отопления и вентиляции, теплотехнический расчет сооружений защищенного грунта, расчет и подбор основного оборудования систем отопления и вентиляции.

В графической части работы следует выполнить планы, разрезы и аксонометрические схемы проектируемых систем отопления и вентиляции или планы и разрезы установок и узлов этих систем.

Правила выполнения рабочих чертежей устанавливает ГОСТ 21.602-79 "СПДС. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Рабочие чертежи". Некоторые основные его положения изложены в § 1 глав I и II. Рекомендации по оформлению курсовой работы приведены в приложении 1.

§ 2. ВЫБОР РАСЧЕТНЫХ ПАРАМЕТРОВ НАРУЖНОГО И ВНУТРЕННЕГО ВОЗДУХА

Расчетные параметры наружного воздуха принимают для заданного месторасположения объекта по СНиП 2.01.01-82 "Строительная климатология и геофизика" и СНиП 2.04.05-86 "Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха":

а) в холодный период года для теплиц, предназначенных для эксплуатации в течение всего года, — средняя температура наиболее холодных суток, средняя относительная влажность наиболее холодного месяца и средняя скорость ветра за январь; для теплиц, предназначенных для эксплуатации весной, летом и осенью, — средняя температура наиболее холодного месяца за период эксплуатации, сниженная на половину максимальной суточной амплитуды температуры воздуха, средняя относительная влажность и средняя скорость ветра в этом месяце;

б) в теплый период года — средняя температура и средняя относительная влажность самого жаркого месяца, средняя скорость ветра за июль.

Расчетные параметры внутреннего воздуха приведены в общесоюзных нормах технологического проектирования ОНТП-СХ. 10-85.

При проектировании системы отопления расчетную внутреннюю температуру воздуха в теплицах для выращивания овощных культур и рассады для теплиц принимают равной 15 °С, а в теплицах, созданных для выращивания рассады для открытого грунта, 8 °С.

§ 3. ОПИСАНИЕ ОБЪЕКТА ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ВЫБОР СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ

К сооружениям защищенного грунта (культуривационным сооружениям) относят теплицы, парники и утепленный грунт. Широкое распространение получили теплицы, которые подразделяют по

виду светопрозрачного ограждения (остекленные и пленочные) и по конструкции (ангарные – однопролетные и блочные – многопролетные). Теплицы, эксплуатируемые круглый год, принято называть зимними, а используемые весной, летом и осенью – весенними.

Отопление и вентиляция культивационных сооружений должны поддерживать заданные параметры – температуру, относительную влажность и газовый состав внутреннего воздуха, а также требуемую температуру почвы.

Энергообеспечение теплиц и парников должно осуществляться от систем централизованного теплоснабжения, допускается также использование газообразного топлива, электрической энергии, геотермальных вод и вторичных энергоресурсов промышленных предприятий.

В зимних теплицах надо предусматривать системы водяного отопления шатра и почвы, а также комбинированные (водяная и воздушная).

В весенних теплицах рекомендуется устраивать воздушное отопление или водяное (при технико-экономическом обосновании), а в парниках – водяное или электрическое.

Целесообразность применения газового обогрева теплицы непосредственно продуктами сгорания газообразного топлива или воздушно-го обогрева почвы должна быть подтверждена технико-экономическими расчетами.

При устройстве водяного отопления рекомендуется система шатрового, цокольного, почвенного и надпочвенного обогрева. Температуры теплоносителя (горячего и обратного) для шатрового, цокольного и надпочвенного обогрева: $t_r = 150, 130$ и 95 °С, $t_o = 70$ °С; для почвенного обогрева: $t_r = 45$ °С и $t_o = 30$ °С.

Приборы водяного отопления необходимо размещать: в верхней зоне – под покрытием, водосточными лотками и карнизами, в средней зоне – у наружных стен и на внутренних стойках карниза, в нижней зоне – по контуру наружных стен на глубине 0,05...0,1 м и для обогрева почвы – на глубине не менее 0,4 м от проектной отметки поверхности почвы до верха труб отопления.

Для равномерного обогрева теплиц рекомендуется подавать внутрь на высоте 1 м над проектной отметкой поверхности почвы не менее 40 % общего количества теплоты (включая расход теплоты на обогрев почвы). При этом площадь нагревательных приборов у наружных стен следует принимать на 25 % больше площади нагревательных приборов, располагаемых на наклонных ограждениях теплицы.

Для почвенного обогрева применяют пластмассовые полиэтиленовые трубы. Обычно их присоединяют к обратному коллектору системы шатрового обогрева с помощью вертикальных стальных отводов. Трубы должны быть уложены равномерно по площади теплиц на расстоянии, определяемом теплотехническими расчетами. Применение стальных труб для этих целей не допускается.

Расстояния между трубами почвенного обогрева рекомендуется

принимать равными 0,4 м в рассадном отделении; 0,8 м и 1,6 м — в остальных отделениях теплицы.

При воздушном способе обогрева воздух с температурой не более 45 °С подают в рабочую зону теплицы по перфорированным полиэтиленовым воздуховодам. Данные воздуховоды должны быть рассчитаны на обеспечение равномерной подачи воздуха и теплоты по всей длине.

Принципиальные схемы систем отопления культивационных сооружений и их описание приведены в литературе [10, 11, 14, 28].

§ 4. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СООРУЖЕНИЙ ЗАЩИЩЕННОГО ГРУНТА

Цель теплотехнического расчета культивационных сооружений — определить основные теплотехнические характеристики отопительной системы, исходя из условия обеспечения нормируемых параметров микроклимата в зависимости от наружных климатических условий и конструктивных параметров сооружения.

В ходе расчета устанавливают требуемые мощности систем отопления шатра и почвы, а также средние температуры поверхности почвы и ограждений.

Расчетную систему уравнений теплового и влажностного балансов составляют для ночного периода, предусматривая следующие допущения:

- в сооружении отсутствуют растения;
- процессы тепло- и массообмена являются стационарными;
- термические сопротивления отдельных слоев светопрозрачных ограждений принимают равными нулю;
- температуры поверхностей ограждений и почвы рассматривают как средние величины по площади этих поверхностей;
- воздухообмен в теплице осуществляется только путем инфильтрации наружного воздуха.

В систему уравнений согласно расчетной схеме культивационного сооружения (рис. 15) входят следующие зависимости:

уравнение теплового баланса культивационного сооружения

$$\Phi_n + \Phi_p + \Phi_{ак} + \Phi_r = \Phi_{к2} + \Phi_{л2} + \Phi_{гп} + \Phi_v, \quad (124)$$

где Φ_n — тепловая мощность системы отопления шатра культивационного сооружения, Вт/м²; Φ_p — тепловая мощность системы почвенного обогрева, Вт/м²; $\Phi_{ак}$ — тепловой поток, аккумулированный в почве за дневной период, Вт/м²; Φ_r — тепловой поток солнечной радиации, Вт/м²; $\Phi_{к2}$ — тепловой поток при конвективном теплообмене на наружной поверхности ограждения, Вт/м²; $\Phi_{л2}$ — тепловой поток излучением на наружной поверхности ограждения, Вт/м²; $\Phi_{гп}$ — тепловой поток через грунт, Вт/м²; Φ_v — тепловой поток, расходуемый на подогрев вентиляционного воздуха, Вт/м²;

уравнение теплового баланса на поверхности ограждений

$$\Phi_{к1} + \Phi_{л1} + \Phi_{кон} = \Phi_{к2} + \Phi_{л2}, \quad (125)$$

где $\Phi_{к1}$ — тепловой поток при конвективном теплообмене на внутренней поверхности ограждения, Вт/м²; $\Phi_{л1}$ — тепловой поток излучением на внутренней поверхности ограждения, Вт/м²;

$$\Phi_{к1} = A_1 k m (t_n - t_o)^{4/3}, \quad (128)$$

где A_1 — коэффициент для расчета конвективного теплообмена; k — коэффициент ограждения теплицы (площадь ограждения, приходящаяся на единицу инвентарной площади теплицы); m — коэффициент положения поверхности теплообмена:

$$m = \frac{S_B + 0,7S_H}{S_B + S_H}. \quad (129)$$

Здесь S_B — площадь вертикальных ограждений, m^2 ; S_H — площадь наклонных ограждений, m^2 .

Коэффициент ограждения теплицы

Стеклопанельная:

ангарная	1,4
блочная	1,25

Пленочная:

ангарная	1,3
блочная	1,5

Коэффициент A_1 зависит от средней температуры воздуха в пограничном слое $\bar{t} = 0,5(t_B + t_o)$. Принимают $A_1 = 1,83$ при $\bar{t} = -20^\circ C$, $A_1 = 1,69$ при $\bar{t} = 0^\circ C$ и $A_1 = 1,57$ при $\bar{t} = 20^\circ C$.

Тепловой поток излучением на внутренней поверхности ограждений:

$$\Phi_{л1} = (1 - k_n) \Phi_{ло} + \Phi_{лн}, \quad (130)$$

где k_n — коэффициент поглощения теплового излучения в объеме сооружения (для теплиц — 0,12, для парников — 0,07).

Тепловой поток излучением на поверхности почвы:

$$\Phi_{ло} = 0,81 C_0 \left[\left(\frac{273 + t_o}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + t_p}{100} \right)^4 \right], \quad (131)$$

где C_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела; $C_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$.

Тепловой поток излучением от приборов шатрового отопления на поверхности ограждений:

$$\Phi_{лн} = \epsilon_p \epsilon_o C_0 (1 - \varphi_n) (1 - k_n) a_{ш} \left[\left(\frac{273 + t_p}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + t_o}{100} \right)^4 \right], \quad (132)$$

где ϵ_p — коэффициент теплового излучения поверхности отопительных приборов ($\epsilon_p = 0,92 \dots 0,96$); ϵ_o — коэффициент теплового излучения поверхности ограждения ($\epsilon_o = 0,94$); φ_n — угловой коэффициент излучения с поверхности приборов шатрового обогрева на почву ($\varphi_n = 0,3 \dots 0,4$); $a_{ш}$ — отношение площади поверхности приборов шатрового обогрева к площади теплицы ($a_{ш} = 0,2 \dots 0,5$); t_p — средняя температура поверхности приборов (средняя температура теплоносителя), принимают равной среднеарифметическому из температур горячей и обратной воды.

Тепловой поток при конденсации влаги:

$$\Phi_{кон} = k r G_{кон}, \quad (133)$$

где r — удельная теплота парообразования, Дж/г ($r = 2500$ Дж/г); $G_{\text{кон}}$ — расход конденсирующейся влаги, г/(с · м²).

$$G_{\text{кон}} = 0,61 \cdot 10^{-6} (273 + \bar{t})^{0,42} \Delta \varepsilon^{1,4} \left(\frac{t_{\text{в}} - t_{\text{о}}}{v^2} \right)^{0,33}. \quad (134)$$

Здесь v — кинематическая вязкость воздуха, м²/с, принимают при средней температуре $\bar{t} = 0,5(t_{\text{в}} + t_{\text{о}})$.

Величина $\Delta \varepsilon$:

$$\Delta \varepsilon = 100 \frac{0,01 \varphi_{\text{в}} P''_{\text{в}} - P''_{\text{о}}}{B}, \quad (135)$$

где B — атмосферное давление, кПа; $P''_{\text{в}}$ и $P''_{\text{о}}$ — давления насыщения водяного пара при температурах $t_{\text{в}}$ и $t_{\text{о}}$, кПа.

Конвективный теплообмен на наружной поверхности ограждения происходит в условиях вынужденной конвекции:

$$\Phi_{\text{к2}} = \alpha_2 k (t_{\text{о}} - t_{\text{н}}), \quad (136)$$

где α_2 — коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности, Вт/(м² · К).

Коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности:

$$\alpha_2 = \frac{\alpha_{\text{в}} S_{\text{в}} + \alpha_{\text{н}} S_{\text{н}}}{S_{\text{в}} + S_{\text{н}}}. \quad (137)$$

Коэффициент теплоотдачи на наклонных участках ограждения, Вт/(м² · К):

$$\alpha_{\text{н}} = A_2 \frac{v^{0,8}}{l^{0,2}}, \quad (138)$$

где v — скорость ветра, м/с; l — характерный (наименьший) размер наклонного ограждения, м; A_2 — коэффициент, принимаемый в зависимости от температуры наружного воздуха $t_{\text{н}}$:

$t_{\text{н}}, ^\circ\text{C}$	-40	-20	0	20	40
A_2	6,77	6,38	6,21	5,97	5,77

Коэффициент теплоотдачи на вертикальных участках ограждения, Вт/(м² · К):

$$\alpha_{\text{в}} = 11,6 \sqrt{v}. \quad (139)$$

Обозначения $S_{\text{в}}$ и $S_{\text{н}}$ даны в формуле (129).

Теплообмен излучением на наружной поверхности ограждений происходит в окружающее пространство и с окружающими строениями. Его можно рассчитать по упрощенной формуле

$$\Phi_{\text{л2}} = \varepsilon_{\text{о}} C_{\text{о}} k \left[\left(\frac{273 + t_{\text{о}}}{100} \right)^4 - 0,8 \left(\frac{273 + t_{\text{н}}}{100} \right)^4 \right]. \quad (140)$$

Теплопотери через грунт допустимо рассчитывать по уравнению теплопередачи с разбивкой площади теплицы на отдельные зоны (первые три шириной по 2 м, оставшаяся средняя часть составляет четвертую зону). Термические сопротивления теплопередаче принимают как для зон неутепленного пола, расположенного на грунте (см. гл. I). Более подробный и детальный расчет тепловых потоков в грунте культивационных сооружений изложен в литературе [22, 27].

Воздухообмен отапливаемого культивационного сооружения осуществляется путем инфильтрации наружного воздуха. В этом случае тепловой поток на нагрев воздуха:

$$\Phi_{\text{в}} = a \frac{\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}}} (\Phi_{\text{к2}} + \Phi_{\text{л2}}), \quad (141)$$

где a — коэффициент информации, равный 1,25 для остекленных теплиц и 1,0 для пленочных теплиц; $\rho_{\text{н}}$ и $\rho_{\text{в}}$ — плотность наружного и внутреннего воздуха, кг/м³.

Тепловой поток, аккумулированный в почве:

$$\Phi_{\text{ак}} = 0,00545 A_c \sqrt{\lambda_{\text{п}} c_{\text{п}} \rho_{\text{п}}}, \quad (142)$$

где A_c — суточная амплитуда температуры на поверхности почвы, °C; $\lambda_{\text{п}}$ — теплопроводность почвы, Вт/(м · К); $c_{\text{п}}$ — удельная теплоемкость почвы, Дж/(кг · К); $\rho_{\text{п}}$ — плотность почвы, кг/м³.

Суточную амплитуду температуры на поверхности почвы обычно принимают равной суточной амплитуде температуры наружного воздуха, что приводит к некоторому снижению расчетного значения $\Phi_{\text{ак}}$.

Тепловой поток излучением от отопительных приборов на поверхности почвы:

$$\Phi_{\text{но}} = \epsilon_{\text{р}} \epsilon_{\text{п}} C_0 \varphi_{\text{п}} (1 - k_{\text{п}}) a_{\text{ш}} \left[\left(\frac{273 + t_{\text{р}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + \tau_0}{100} \right)^4 \right], \quad (143)$$

где $\epsilon_{\text{п}}$ — коэффициент теплового излучения почвы ($\epsilon_{\text{п}} = 0,96$); C_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела [остальные обозначения см. в формулах (130) и (132)].

Тепловой поток при конвективном теплообмене на поверхности почвы рассчитывают в условиях естественной конвекции по формуле

$$\Phi_{\text{к0}} = A_1 m_1 (t_{\text{в}} - \tau_0)^{4/3}. \quad (144)$$

При $t_{\text{в}} > \tau_0$ рекомендуется принять $m_1 = 0,7$, а при $t_{\text{в}} < \tau_0$ — $m_1 = 1,3$. В этом случае следует записать $t_0 - \tau_{\text{в}}$. Значение A_1 принимают в зависимости от средней температуры, которую находят по формуле $\bar{t} = 0,5 (t_{\text{в}} + \tau_0)$.

Тепловой поток, расходуемый на испарение влаги из почвы:

$$\Phi_{\text{и}} = r G_{\text{и}}, \quad (145)$$

где $G_{\text{и}}$ — расход испаряемой влаги, г/(с · м²);

$$G_{и} = 0,22\beta'(\rho''_0 - 0,01\varphi_B\rho''_B)\frac{B_0}{B}. \quad (146)$$

Здесь β' — коэффициент массообмена, м/ч; ρ''_0 и ρ''_B — плотности сухого насыщенного пара при температурах t_0 и t_B , кг/м³; B_0 — атмосферное давление в стандартных условиях ($B_0 = 101,3$ кПа); B — атмосферное давление в данной местности, кПа.

Коэффициент массообмена:

$$\beta' = 0,18 \frac{(\bar{t} + 273)^{1,4}}{L_0^{0,22} B^{0,74} v^{0,26}} \left(\frac{t_B - t_0}{t_B + 273} \right)^{0,26}, \quad (147)$$

где \bar{t} — средняя температура воздуха вблизи поверхности почвы (рассчитывается как среднеарифметическое значение из температур t_B и t_0); L_0 — определяющий геометрический размер, м; $L_0 = \sqrt{S_0}$ (S_0 — площадь культивационного сооружения, м²); v — кинематическая вязкость воздуха при \bar{t} , м²/с.

Расход влаги, удаляемой из теплицы с вентиляционным (инфильтрующимся) воздухом, г/(с · м²):

$$G_{вл} = l_B(d_B - d_n), \quad (148)$$

где l_B — расход вентиляционного (инфильтрующегося) воздуха, кг/(с · м²); d_B и d_n — влажосодержание внутреннего и наружного воздуха, г/кг (определяют по диаграмме влажного воздуха, см. рис. 11).

Расход вентиляционного воздуха, кг/(с · м²):

$$l_B = \frac{\Phi_B}{c_p(t_B - t_n)}, \quad (149)$$

где c_p — удельная изобарная теплоемкость воздуха, Дж/(кг · К); $c_p = 1000$ Дж/(кг · К).

При расчете отапливаемых сооружений защищенного грунта принимают:

тепловой поток $\Phi_p = 0$;

температуру воздуха в сооружении, равную минимально допустимой для ночного периода (см. § 2 данной главы);

относительную влажность воздуха $\varphi_B = 60\%$;

при наличии подпочвенного обогрева температуру поверхности почвы, равную температуре воздуха в сооружении, а тепловой поток $\Phi_{ак}$ и расход влаги $G_{вн}^n$, равные нулю.

Тепловой расчет теплиц с системами отопления шатра и почвы следует начинать с уравнения теплового баланса на поверхности ограждений. Используемые при расчете тепловых потоков уравнения содержат одну неизвестную величину — температуру поверхности ограждения t_0 . Уравнение теплового баланса на поверхности ограждения можно решить методом подбора, принимая температуру t_0 в интервале температур от t_n до t_B . Целесообразно выполнить расчет правой и левой частей уравнения (125) при выбранных значениях температуры t_0 , затем построить графики зависимости значений этих

частей уравнения от температуры t_0 и в точке пересечения графиков определить искомое значение температуры t_0 .

При определении отношения площади нагревательных приборов к площади теплицы (коэффициента $a_{ш}$) следует использовать графики на рисунках 16 и 17, характеризующие систему отопления теплиц с подпочвенным обогревом.

Теплопотери шатра теплицы:

$$\Phi'_{ш} = \Phi'_{к}, \quad (150)$$

где Φ' — тепловой поток через ограждения теплицы (см. рис. 16), Вт/м².

Отношение площади поверхности приборов шатрового обогрева к площади теплицы:

$$a_{ш} = a_{тр} \Phi'_{ш}, \quad (151)$$

где $a_{тр}$ — требуемая (из расчета на 1 Вт) площадь нагревательных трубопроводов, м²/Вт (см. рис. 17).

После расчета температуры поверхности ограждения необходимо определить суммарную тепловую мощность обогрева шатра и почвы по уравнению (124). При этом надо использовать расчетные значения $\Phi_{к2}$ и $\Phi_{п2}$, найденные по формулам (136) и (140) при установленном значении температуры поверхности ограждения.

Тепловой расчет отапливаемого культивационного сооружения с почвенным обогревом завершается определением тепловой мощности почвенного обогрева по уравнению (126) и расчетам тепловой мощности обогрева шатра. При этом используют суммарную тепловую мощность отопления культивационного сооружения. Расход влаги, испаряемой из почвы, $G_{и}$ рассчитывают по уравнению (127).

Тепловой расчет отапливаемого культивационного сооружения без почвенного обогрева выполняют в такой последовательности.

1. В связи с тем что неизвестной в этом случае величиной является температура поверхности почвы, следует принять в первом приближении $\Phi_{по} = 50$ Вт/м².

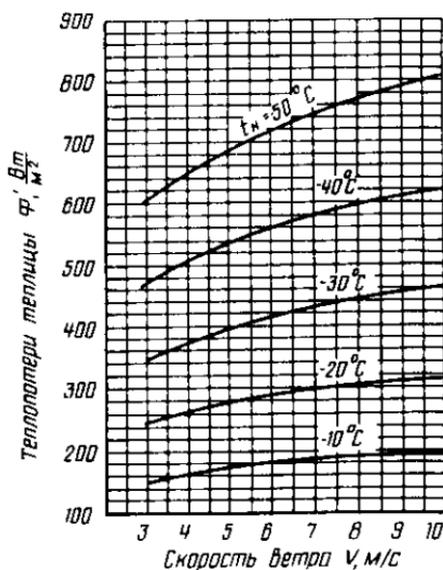


Рис. 16. Расчетные теплопотери теплицы.

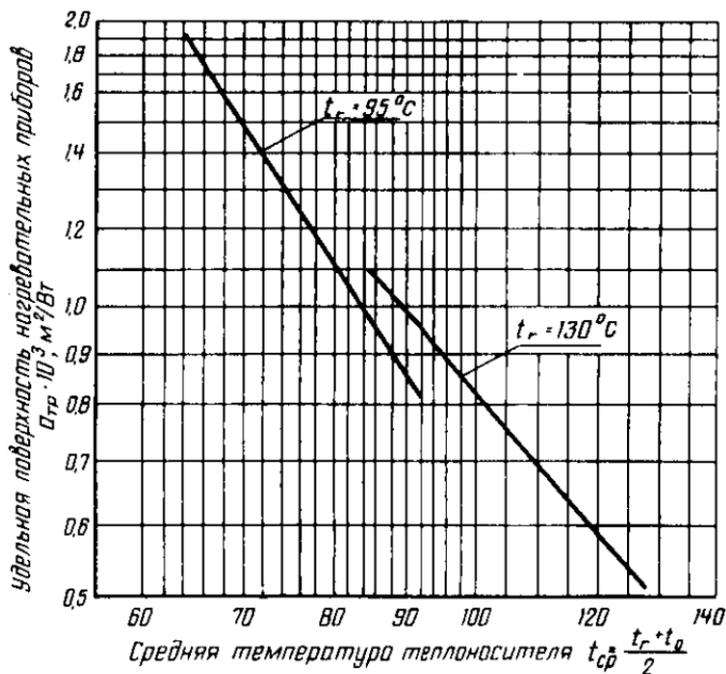


Рис. 17. График для определения поверхности нагревательных труб.

2. Из уравнения (125) определяют в соответствии с вышеизложенным температуру поверхности ограждения.

3. Из уравнения (126) находят температуру t_0 , используя метод подбора. Рекомендуется рассчитать значения правой и левой частей уравнения (126) при принимаемых значениях температуры поверхности почвы, а затем построить графики полученных зависимостей значений этих частей от температуры t_0 , в точке пересечений графиков определить искомую температуру поверхности почвы. При расчетах следует принять $\Phi_n = 0$, а расход испаряемой влаги G_n вычислить по уравнению (146).

4. После расчета температуры t_0 необходимо определить по уравнению (131) значение $\Phi_{ло}$ и сравнить с ранее принятым значением $\Phi_{ло} = 50 \text{ Вт/м}^2$. При отклонении более чем на 10 Вт/м^2 следует повторить вышеуказанные вычисления, используя расчетное значение $\Phi_{ло}$.

5. Тепловую мощность системы отопления находят по уравнению (124).

Расчет системы воздушного отопления выполняют в соответствии с вышеизложенной последовательностью. При этом принимают равными нулю тепловые потоки $\Phi_{ли}$, $\Phi_{но}$ и Φ_r . В весенних теплицах с воздушным отоплением температура почвы поддерживается за счет

конвективного теплопритока от внутреннего воздуха и аккумулярованной в дневное время теплоты.

Расчет пленочных культивационных сооружений допустимо проводить так же, как и для стеклянных. Однако необходимо принимать теплопотери через светопрозрачные одинарные ограждения на 10 % больше, а через двойные – на 30 % меньше, чем через стеклянные ограждения.

Одной из задач теплового расчета является также определение граничной температуры наружного воздуха, при которой уже не требуется обогрев культивационного сооружения.

При расчете принимают: тепловые потоки от системы отопления равны нулю; относительная влажность внутреннего воздуха в расчетное ночное время составляет 100 %; воздухообмен происходит только за счет инфильтрации воздуха.

Затем следует решить совместно систему двух уравнений: теплового баланса всего сооружения и теплового баланса на поверхности сооружения. В последнем уравнении предварительно принимают $\Phi_{\text{ло}} = 30 \text{ Вт/м}^2$. Из каждого уравнения определяют, задаваясь температурой t_n , температуру поверхности ограждения. Таким образом устанавливают из каждого уравнения несколько пар соответствующих значений температур t_n и t_o . После этого строят по точкам два графика функциональных зависимостей $t_o = f(t_n)$, а в точке их пересечения определяют искомые значения температур наружного воздуха и поверхности ограждения.

Полученные значения температур используют при решении уравнения (126), исходя из которого находят температуру поверхности почвы.

Вычисления заканчивают определением теплового потока излучения на поверхности почвы $\Phi_{\text{ло}}$ и сравнением расчетного значения с ранее принятым. При расхождении более чем на 5 Вт/м^2 необходимо повторить операцию с применением расчетного значения.

§ 5. РАСЧЕТ И ПОДБОР ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ

Исходными данными к расчету и подбору оборудования системы отопления являются тепловые мощности системы отопления шатра и системы почвенного обогрева.

При расчете $\Phi_{\text{ш}}$, Вт, и $\Phi_{\text{под}}$, Вт, используют данные теплового расчета культивационного сооружения:

$$\Phi_{\text{ш}} = \Phi_n S_o; \quad (152)$$

$$\Phi_{\text{под}} = \Phi_n S_o; \quad (153)$$

где S_o – инвентарная площадь сооружения, м^2 .

При устройстве комбинированного отопления рекомендуется

принимать тепловую мощность воздушного отопления в размере 25...35 % от тепловой мощности системы отопления шатра.

Требуемую площадь поверхности A_3 , экм, отопительных приборов (стальных труб) рассчитывают по формуле

$$A_3 = \Phi_{ш}/q_3, \quad (154)$$

где q_3 — плотность теплового потока, Вт/экм.

Плотность теплового потока принимают в зависимости от разности температур $(t_p - t_a)$, где t_p — расчетная температура теплоносителя:

$t_p - t_a, ^\circ\text{C}$	50	60	70	80	90	100	110	120
$q_3, \text{Вт/экм}$	360	460	565	670	785	905	1025	1150

Эти данные приведены для труб с наружным диаметром до 32 мм и при их установке по высоте в один ряд. При использовании труб большего диаметра следует уменьшить расчетные значения q_3 на 10 %. При установке труб одна под другую в несколько рядов (не более четырех) расчетные значения q_3 уменьшают для труб с диаметром не более 32 мм в 1,1 раза, для труб с большим диаметром — в 1,15 раза.

Необходимая длина греющих труб, м:

$$l = A_3/a_3, \quad (155)$$

где a_3 — площадь нагревательной поверхности 1 м трубы, экм.

Значения a_3 определяют в зависимости от диаметра условного прохода d_y :

$$d_y = 32 \text{ мм}; a_3 = 0,24 \text{ экм/м};$$

$$d_y = 40 \text{ мм}; a_3 = 0,27 \text{ экм/м};$$

$$d_y = 50 \text{ мм}; a_3 = 0,34 \text{ экм/м}.$$

После расчета длины греющих труб следует вычислить действительную площадь поверхности труб, м^2 :

$$A = \pi d_n l, \quad (156)$$

где d_n — наружный диаметр трубы, м.

Исходными данными к расчету почвенного обогрева являются данные теплового расчета культивационного сооружения, значения теплопроводности почвы и минимально допускаемой температуры в корнеобитаемом слое почвы. Эта температура должна быть не ниже 18 °С, но и не выше 25 °С.

Тепловой поток от почвенного обогрева Φ'_n , Вт/м, определяют в зависимости от конструктивных характеристик системы обогрева:

$$\Phi'_n = \frac{1,5\pi \lambda_n (t_p - t_o)}{\ln \left(\frac{2S}{\pi d_n} \operatorname{sh} \frac{2\pi h}{s} \right)}, \quad (157)$$

где λ_n — теплопроводность почвы, Вт/(м · К); $\lambda_n = 0,8...2$ Вт/(м · К); s — шаг между трубами, м; h — глубина заложения труб, м; d_n — наружный диаметр трубопровода, м.

Гиперболический синус:

$$\operatorname{sh} z = \frac{e^z - e^{-z}}{2}, \quad (158)$$

где $z = 2\pi h/s$.

Необходимая длина труб почвенного обогрева, м:

$$L_n = \Phi_{\text{под}} / \Phi'_n. \quad (159)$$

Стационарное распределение температур в почве, создаваемое системой почвенного обогрева:

$$t_{x,y} = \tau_0 + \frac{\Phi'_n}{3\pi\lambda_n} \ln \frac{\operatorname{ch} \frac{2\pi}{s}(h+y) - \cos \frac{2\pi x}{s}}{\operatorname{ch} \frac{2\pi}{s}(h-y) - \cos \frac{2\pi x}{s}}, \quad (160)$$

где x и y — координаты выбранной точки. Ось x совпадает с поверхностью почвы и направлена горизонтально, ось y перпендикулярна к поверхности почвы и проходит через центр одной из труб.

Гиперболический косинус:

$$\operatorname{ch} z = \frac{e^z + e^{-z}}{2}, \quad (161)$$

где $z = \frac{2\pi}{s}(h+y)$; $z = \frac{2\pi}{s}(h-y)$.

Температурное поле имеет две вертикальные оси симметрии, проходящие через $x = 0$ и $x = s/2$. Поэтому при расчете достаточно ограничиться изменением абсциссы в этих пределах.

Температурное поле характеризуется двумя областями, разделенными изотермой, численное значение которой определяется уравнением

$$t_\infty = \tau_0 + \frac{\Phi'_n h}{0,75\lambda_n}. \quad (162)$$

Эта изотерма асимптотически приближается к линии $x = s/4$. Абсцисса ее верхней точки $x = 0$, а ординату находят методом подбора по уравнению (160).

Максимальная температура почвы наблюдается в зоне над трубами внизу корнеобитаемого слоя, поэтому при ее расчете принимают $x = 0$, $y = 0,2$ м.

Расчет систем воздушного отопления производится на основании материалов, изложенных в литературе [11, 14, 27].

Вентиляцию теплиц проектируют для удаления теплоизбытков от солнечной радиации в теплый период года. Методы расчета приведены в литературе [27].

В теплицах предусматривают, как правило, естественную вентиляцию — фрамуги и форточки. Для открывания и закрывания их используют тросовый и грубчатоременный приводы.

В многопролетных теплицах, предназначенных для выращивания овощей, общую площадь проемов для естественной вентиляции следует принимать 10...20 % от общей поверхности ограждения теплиц.

Глава V. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМ МИКРОКЛИМАТА В ОВОЩЕ- И ФРУКТОХРАНИЛИЩАХ

§ 1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ И ОБЪЕМ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Задание на проектирование должно включать в себя следующие данные: вид и массу продукта, тип хранилищ и способ хранения.

Расчетно-пояснительная записка должна содержать такие разделы: компоновка помещений и определение технических характеристик хранилищ; тепловой и влажностный балансы; проектирование систем вентиляции хранилищ; подбор основного оборудования.

В графической части проекта рекомендуется выполнить план, разрезы и аксонометрические схемы вентиляции хранилищ. Чертежи следует исполнять в соответствии с ГОСТ 21.602-79 "СПДС. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Рабочие чертежи".

При оформлении курсовой работы нужно руководствоваться рекомендациями, приведенными в приложении 1.

§ 2. КОМПОНОВКА ПОМЕЩЕНИЙ ДЛЯ ХРАНЕНИЯ ПРОДУКЦИИ

Продукцию растительного происхождения хранят в таре (ящиках и контейнерах) и россыпью.

При нахождении продукции в таре высота штабеля не должна доходить до низа балок не менее чем на 0,2 м, а до низа потолочных батарей охлаждения или воздухопроводов не менее чем на 0,3 м. В этом случае высоту складирования принимают 5,0 м и более.

При хранении растительной продукции россыпью допустимая высота складирования должна быть: для картофеля, свеклы и брюквы — 5...5,5 м; для моркови, репы, капусты и лука — 2,8; для чеснока — 1,5 м.

Высота помещения при хранении россыпью составляет 3,6; 4,8 или 6,0 м. Расстояние между верхом продукции и нижними поверхностями перекрытия должно быть не менее 0,8 м.

Вместимость закровов не должна превышать 100 т при хранении картофеля, свеклы и брюквы; 60 т — моркови, репы и лука; 45 т — капусты.

При расчете размеров помещений определяют грузовой объем продукции, грузовую и строительную площади.

Грузовой объем продукции, м³:

$$V_{гр} = M_{пр} \rho_n / m_{у.в}, \quad (163)$$

где $M_{пр}$ — масса продукции, т; $m_{у.в}$ — удельная вместимость хранилищ, т/м³ (нормы загрузки единицы объема см. в табл. 25).

Насыпную плотность плодов и овощей ρ_n , т/м³, вычисляют по формуле

$$\rho_n = \frac{\pi}{6} \rho_{ф} \epsilon_{н.р}, \quad (164)$$

где $\rho_{ф}$ — физическая плотность продукции, т/м³ (табл. 26); $\epsilon_{н.р}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность геометрических размеров продукции; $\epsilon_{н.р} = 1,05 \dots 1,15$.

Для продукции, хранящейся в контейнерах, грузовой объем $V_{гр}^к$, м³:

$$V_{гр}^к = M_{пр} / m_{у.в}, \quad (165)$$

или

$$V_{гр}^к = M_k / m_v, \quad (166)$$

где M_k — вместимость камеры, т; m_v — норма загрузки единицы грузового объема камеры, т/м³. Для плодов и овощей $m_v = 0,33 \dots 0,35$ т/м³.

25. Технические показатели хранилищ в зависимости от вида продукции и способа хранения

Хранимая продукция и способ ее размещения	Максимальная высота штабеля h, м	Норма загрузки единицы объема $m_{у.в}$, т/м ³
Картофель:		
навалом	4,0	0,542
в закромах	4,0	0,465
в контейнерах	5,5	0,342
Свекла столовая:		
в закромах	4,0	0,443
в контейнерах	5,5	0,312
Капуста:		
навалом	2,8	0,311
в закромах	2,8	0,264
в контейнерах	5,0	0,217
Морковь:		
в закромах	2,8	0,457
в контейнерах	5,0	0,216
Яблоки:		
в контейнерах	6,0	0,245
в ящиках	5,2	0,207

26. Теплофизические характеристики овощей и фруктов

Фрукты и овощи	Физическая плотность $\rho_{ф}$, т/м ³	Удельная теплоемкость $c_{пр}$, кДж/(кг · К)	Удельная теплота дыхания q_0 , Вт/т, при температуре 0 °С	Температурный коэффициент скорости дыхания b , 1/°С
Апельсины	0,86	3,81	10,6	0,0733
Вишня, черешня	1,06	3,35	17,3	0,1338
Виноград	1,04	3,70	13,08	0,1277
Груши	1,0	3,81	9,5	0,1675
Картофель	1,08	3,56	10,0	0,0617
Капуста белокочанная	0,73	4,10	14,5	0,0780
Лук репчатый	0,94	3,77	11,0	0,0670
Лимоны	0,87	3,73	11,2	0,0718
Морковь	1,04	3,73	13,5	0,1319
Свекла столовая	1,05	3,83	19,5	0,0720
Смородина черная	1,07	3,60	27,4	0,1903
Сливы	1,03	3,64	18,8	0,1149
Томаты	0,99	3,98	11,0	0,1144
Яблоки	0,88	3,77	12,1	0,0932

Площадь камеры хранения, занятая грузом, м²:

$$A_{гр} = V_{гр}/h, \quad (167)$$

где h — высота штабеля, м (см. табл. 25).

Строительная площадь камеры, м²:

$$A_{стр}^к = A_{гр}/\beta_A, \quad (168)$$

где β_A — коэффициент использования строительной площади камеры. При выполнении ориентировочных расчетов в камерах с проходами и проездами значение β_A можно принять: при $A_{стр}^к$ от 20 до 100 м² $\beta_A = 0,65$; при $A_{стр}^к$ от 100 до 400 м² $\beta_A = 0,7$; при $A_{стр}^к > 400$ м² $\beta_A = 0,8$.

Нагрузка на 1 м² грузовой площади камеры хранения, т:

$$m_A = m_V h, \quad (169)$$

где m_A для одноэтажных холодильников не должно превышать 5 т/м², для остальных — 2...2,5 т/м²; h — высота штабеля грузов ($h = 4,5...5,5$ м для одноэтажных холодильников и 3,5...4,5 м для остальных).

Площадь холодильника, м²:

$$A_{хол} = \Sigma A_{стр}^{пр}/\beta_{хол}, \quad (170)$$

где $\Sigma A_{стр}^{пр}$ — суммарная строительная площадь производственных помещений, м²; $\beta_{хол}$ — коэффициент, учитывающий наличие вспомогательных помещений в изолированном

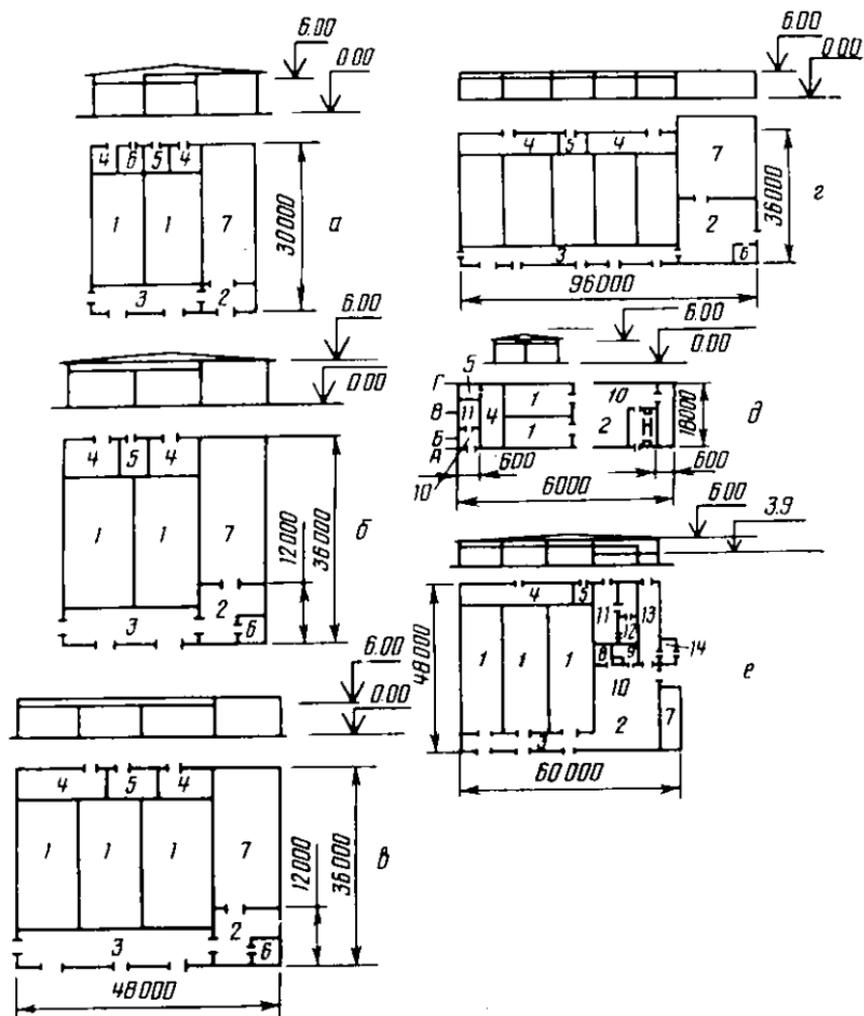


Рис. 18. Объемно-планировочные решения типовых проектов комплексов для хранения картофеля:

а, б, в и г — хранилища картофеля вместимостью 1000, 2000, 3000 и 5000 т; д и е — овощекартофелехранилища из легких металлических конструкций вместимостью 100 и 5000 т; 1 — секция хранения; 2 — сортировочная; 3 — коридор; 4 — вентиляционная камера; 5 — электрощитовая; 6 и 12 — служебные бытовые помещения; 7 — насос; 8 и 9 — склады тары и готовой продукции; 10 — санузел; 11 — машинное отделение; 13 — бокс; 14 — тепловый пункт.

27. Типовые размеры буртов и траншей, м

Зона	Длина	Ширина	Глубина	Длина	Ширина	Глубина
	при хранении картофеля и корнеплодов					

Бурты

Южная	12...15	1,0...1,2	0,0...0,2	8...10	1,0	0
Западная	15...20	1,5...2,0	0,0...0,2	10...12	1,4...1,6	0,0...0,2
Средняя	15...20	2,0...2,2	0,2...0,4	10...12	1,8...2,0	0,0...0,2
Урал, Поволжье	20...30	2,3...2,5	0,3...0,6	14...18	2,0...2,2	0,2...0,4
Западная Сибирь	20...30	2,5...3,0	0,3...0,6	14...18	2,0...2,5	0,2...0,4

Траншеи

Южная	5...10	0,6...1,0	0,5...0,6	5...8	0,4...0,6	0,4...0,6
Западная	8...15	0,8...1,2	0,6...0,8	8...12	0,7...0,8	0,6...0,8
Средняя	10...15	0,8...1,2	0,9...1,2	10...12	0,8...1,0	0,8...1,0
Урал, Поволжье	10...20	1,0...1,5	1,0...1,5	10...15	1,0...1,2	1,0...1,2
Западная Сибирь	10...20	1,0...2,0	1,0...1,5	10...15	1,0...1,2	1,0...1,5

контуре (для малых холодильников $\beta_{хол} = 0,7...0,75$; для средних — $0,75...0,85$; для больших — $0,85...0,9$).

По вычисленным данным из типовых проектов выбирают хранилище [11].

Типовые проекты комплексов, скомпонованных из секций, включают в себя камеру хранения, прилегающую к ней вентиляционную камеру и транспортный коридор. Размеры унифицированных секций в плане: 6×36 м, 12×36 м, 18×36 м. Вместимость таких секций при хранении картофеля насыпью высотой 5 м составляет соответственно 500, 1000, 1500 т, а при хранении капусты слоем 2,8 м — 250, 500 и 750 т (рис. 18).

В состав вентиляционной камеры входят: вентилятор Ц4-70 № 10 или В-2,3-130 № 8, смесительный клапан КПШ-АВ 1000×1000 , заборная и смесительная шахты, а также блок автоматики шкафа "Среда-1". При этом в секции размером 6×36 м устанавливают одну приточную вентиляционную камеру, а в секциях 12×36 и 18×36 м — соответственно две и три.

Минимальные размеры ворот в комплексах и хранилищах: $3,6 \times 3,6$ м.

Объем бурта (траншеи) V_6 (V_T), m^3 , определяют по формулам простейших геометрических тел. Объем наземного бурта:

$$V_6 = ДШВ/2. \quad (171)$$

Объем бурта с котлованом:

$$V_6 = ДШВ/2 + ДШГ, \quad (172)$$

где Д, Ш и В — длина, ширина и высота бурта, м; Г — глубина котлована, м.

Аналогично вычисляют размеры траншеи. При определении объема буртов вносят поправку на торцовый откос штабеля, который заполнен овощами только наполовину. Поэтому длину бурта, измеренную по основанию, при вычислении объема надземной части уменьшают на 1 м. Кроме того, объем бурта уменьшают на 3...5 % (объем, занимаемый вентиляционными трубами). Зная размеры бурта или траншей (табл. 27), можно определить площадь земельного участка, необходимого для размещения данного количества продукции. Ширина проездов и проходов 6 и 4 м.

§ 3. ТЕПЛОВЫЙ БАЛАНС ХРАНИЛИЩ

Тепловой поток Φ_0 , Вт, который необходимо отвести из хранилища в теплый период года, определяют из уравнения

$$\Phi_0 = \Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 + \Phi_4 + \Phi_5 + \Phi_6, \quad (173)$$

где Φ_1 — теплоприток через ограждающие конструкции, Вт; Φ_2 — тепловой поток, отводимый от продукции, Вт; Φ_3 , Φ_4 , Φ_5 и Φ_6 — теплопритоки: обусловленный обменом газовой

среды камеры с наружным воздухом через неплотность в ограждениях; эксплуатационный; связанный с искусственным увлажнением газовой среды в камере; от оборудования, установленного в хранилище, Вт.

Теплоприток, Вт, через ограждающие конструкции:

$$\Phi_1 = \Phi'_1 + \Phi''_1 + \Phi'''_1, \quad (174)$$

где Φ'_1 – теплоприток через стены, перегородки и покрытие камеры, Вт; Φ''_1 – теплоприток через пол, Вт; Φ'''_1 – дополнительный теплоприток от солнечной радиации, Вт.

Значения Φ'_1 и Φ''_1 находят по методике, изложенной в главе I. При выборе значения сопротивления теплопередаче стен можно руководствоваться данными, приведенными в литературе [33].

Для стен и покрытий требуемое сопротивление передаче теплоты вычисляют по формуле, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$:

$$R_o^{\text{тп}} = (t_{\text{в}} - t_{\text{н}})/q_6^{\text{н}}, \quad (175)$$

где $t_{\text{в}}$ и $t_{\text{н}}$ – температуры соответственно внутри помещения и наружного воздуха, °С (рекомендации по хранению продуктов приведены в таблице 28).

Требуемые сопротивления теплопередаче наружных ограждений при естественном охлаждении продуктов приведены в приложении 3.

Значение $q_6^{\text{н}}$, $\text{Вт}/\text{м}^2$:

$$q_6^{\text{н}} = (1 - m) \frac{\Phi_{\text{я}}}{A}, \quad (176)$$

где m – коэффициент, учитывающий долю теплопотерь через подземные части наружных ограждений (рис. 19); $\Phi_{\text{я}}$ – явные тепловыделения картофеля и овощей, Вт; $A = A_{\text{ст}} + A_{\text{п}}$ – площадь надземных стен и покрытий, м^2 .

Для наземных хранилищ (см. рис. 19, а) $m = 0,03...0,05$; для стен с обваловкой (см. рис. 19, б) на высоте $0,5...0,7$ м $m = 0,08...0,1$; для буртов (см. рис. 19, в) $m = 0,25...0,3$.

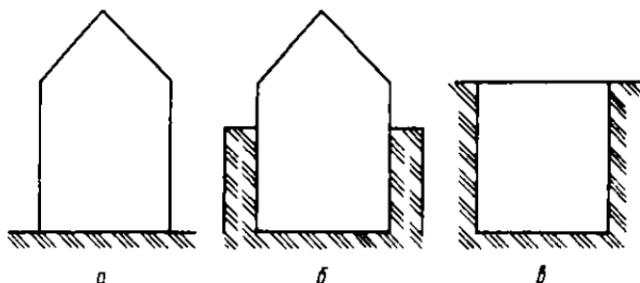


Рис. 19. Схемы хранилищ:

а – наземные; б – с обваловкой стен; в – бурты, траншеи.

Явные тепловыделения картофеля и овощей при оптимальных условиях хранения:

$$\Phi_{\text{я}} = q_{\text{o}} M_{\text{хр}}, \quad (177)$$

где q_{o} — удельная теплота дыхания овощей (см. табл. 26), Вт/т. Можно также пользоваться нормами ОНТП6Т—80, в соответствии с которыми в основной период хранения для кочанов $q_{\text{o}} = 7$ Вт/т, для клубней, моркови и столовой свеклы соответственно $q_{\text{o}} = 8,6; 8,5; 7,3$ Вт/т; $M_{\text{хр}}$ — расчетная вместимость хранилища, т.

Значение $R_{\text{o}}^{\text{тр}}$ должно отличаться от R_{o} не более чем на 10 %. Если разница между ними превышает указанное, то устанавливают утеплительное покрытие, толщину которого определяют по сопротивлению теплопередаче $R_{\text{у.п}}$:

$$R_{\text{o}}^{\text{тр}} = (A_{\text{ст}} + A_{\text{п}})/(A_{\text{ст}}/R_{\text{o}} + A_{\text{п}}/R_{\text{у.п}}). \quad (178)$$

28. Условия хранения плодоовощной продукции

Фрукты и овощи	Температура хранения, °С	Относительная влажность воздуха, %	Продолжительность хранения с момента сбора, мес
Картофель	2...4	90...95	До 10
Капуста белокочанная	-1...0	90...95	До 8
Корнеклубнеплоды (морковь, свекла, редька и др.)	-1...1	90...95	До 10
Томаты:			
зеленые	11...13	85...90	3...4 недели
бурые	1...2	85...90	До 1
красные	0,5...1	85...90	2...4 недели
Лук репчатый	-3...-2	70...80	До 9
Яблоки	-1...3	85...95	4...8
Груши	-1...5	85...95	4...6
Виноград	-1...0	85...90	1...6
Косточковые плоды	0	90...95	1...4 недели
Ягоды	0	90...95	1...2 недели
Лимоны	0...10	85...90	1...4
Апельсины	2...7	85...90	2...5

Термическое сопротивление утеплительного покрытия:

$$R_{\text{у.п}} = \delta_{\text{у.п}}/\lambda_{\text{у.п}},$$

где $\delta_{\text{у.п}}$ — толщина, м, и $\lambda_{\text{у.п}}$ — теплопроводность, Вт/(м · К), покрытия.

Методика определения R_{o} изложена в главе I [формула (4)].

Тепловой поток от солнечной радиации:

$$\Phi_{\text{I}}''' = \Phi_{\text{Iпр}}''' + \Phi_{\text{Iпок}}''' , \quad (179)$$

где $\Phi_{\text{Iпр}}'''$ и $\Phi_{\text{Iпок}}'''$ — поступления теплоты через световые проемы и покрытия, Вт.

Поступление теплоты от солнечной радиации определяют в соответствии с рекомендациями, приведенными в СНиП II-33-75 [см. формулы (26) и (27)].

Теплота, отводимая от продуктов, Вт:

$$\Phi_2 = \Phi'_2 + \Phi''_2 + \Phi'''_2, \quad (180)$$

где Φ'_2 — теплота, отводимая от фруктов и овощей в процессе охлаждения, Вт; Φ''_2 — теплота, отводимая при охлаждении от тары, Вт; Φ'''_2 — теплота, выделяемая фруктами и овощами в процессе дыхания, Вт.

$$\Phi'_2 = M_{\text{хр}} c_{\text{пр}} \Delta t, \quad (181)$$

где $c_{\text{пр}}$ — удельная теплоемкость продукции, кДж/(кг · К) (см. табл. 26); Δt — снижение температуры продукции за расчетный период, °С.

$$\Phi''_2 = M_{\text{тар}} c_{\text{тар}} \Delta t, \quad (182)$$

где $M_{\text{тар}}$ — масса тары, кг. Можно принять, что масса тары составляет 10...20 % массы продукта; $c_{\text{тар}}$ — удельная теплоемкость тары, кДж/(кг · К). Для металлической (стальной) тары $c_{\text{тар}} = 0,46$ кДж/(кг · К); для планчатой деревянной — $c_{\text{тар}} = 2,6$ кДж/(кг · К); Δt — уменьшение температуры тары за расчетный период, °С.

$$\Phi'''_2 = M_{\text{хр}} q_0 e^{bt}, \quad (183)$$

где q_0 — удельная теплота дыхания при °С, Вт/т; b — температурный коэффициент скорости дыхания, 1/°С; t — температура хранения продукции, °С. Значения q_0 и b приведены в таблице 26.

Теплота, вносимая с инфильтрующимся воздухом:

$$\Phi'_3 = M_{\text{инф}} c_{\text{в}} (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}), \quad (184)$$

где $M_{\text{инф}}$ — масса воздуха, инфильтрующегося через щели, кг/с; $c_{\text{в}}$ — удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг · К); $t_{\text{в}}$ и $t_{\text{н}}$ — температура воздуха внутри помещения и окружающей среды, °С. Значения $M_{\text{инф}}$ вычисляются по формуле, описанной в литературе [36].

Теплоприток, вызванный воздухообменом в помещении:

$$\Phi''_3 = a_{\text{к}} V \rho (h_{\text{н}} - h_{\text{в}}) / 24 \cdot 3600, \quad (185)$$

где $a_{\text{к}}$ — кратность воздухообмена ($a_{\text{к}} = 2...6$); V — строительный объем вентилируемого помещения, м³; ρ — плотность воздуха в помещении, кг/м³; $h_{\text{н}}$ и $h_{\text{в}}$ — удельные энтальпии воздуха соответственно наружного и внутри помещения, кДж/кг.

Эксплуатационные теплопритоки:

$$\Phi_4 = \Phi'_4 + \Phi''_4 + \Phi'''_4 + \Phi''''_4, \quad (186)$$

где Φ'_4 — тепловыделения людей, работающих в хранилище, Вт; Φ''_4 , Φ'''_4 и Φ''''_4 — теплопоступления, связанные соответственно с открыванием дверей, от освещения, от работающих вентиляторов и других установок, Вт.

$$\Phi'_4 = 300n. \quad (187)$$

Здесь 300 — тепловыделения одного человека при средней интенсивности работы, Вт; n — число людей, работающих в помещении.

$$\Phi_4'' = q_4'' A_{\text{стр}}, \quad (188)$$

где $A_{\text{стр}}$ — строительная площадь камеры, м^2 ; q_4'' — удельное тепlopоступление через двери, $\text{Вт}/\text{м}^2$. Значение q_4'' колеблется в пределах 6...14 $\text{Вт}/\text{м}^2$. При этом меньшие значения берут для больших величин площади камеры $A_{\text{стр}}$.

Тепlopоступления от электрического освещения рассчитывают по формулам (16) и (17).

Для определения значения Φ_4''' можно пользоваться также формулой

$$\Phi_4''' = q_4''' A_{\text{стр}}, \quad (189)$$

где q_4''' — удельный теплоприток от электрического освещения, $\text{Вт}/\text{м}^2$ ($q_4''' = 4,5 \text{ Вт}/\text{м}^2$).

Тепlopоступления от работающих вентиляторов:

$$\Phi_4'''' = N_e n \cdot 10^3 / \eta_{\text{эл}}, \quad (190)$$

где N_e — мощность электродвигателя на валу вентилятора, кВт; n — число вентиляторов; $\eta_{\text{эл}}$ — КПД электродвигателя.

Для увлажнения газовой среды чаще всего применяют мелко распыливаемую воду. Вследствие малого значения ее энтальпии теплоприток Φ_5 принимают равным нулю.

Методика определения тепlopоступлений от электродвигателей и оборудования, приводимого в действие электродвигателями, описана в главе I.

Для холодного периода года тепловой поток, Вт, необходимый для отопления помещений:

$$\Phi_{\text{от}} = \Phi_0 + \Phi_{\text{в}} - \Phi_{\text{пр}} - \Phi_{\text{мо}} = q_{\text{от}} V_{\text{н}} + 0,278 L_{\text{в}} \rho_{\text{в}} c_{\text{в}} (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) - q_{\text{пр}} M_{\text{пр}} - \Sigma N_{\text{эм}} \cdot 10^3, \quad (191)$$

где Φ_0 , $\Phi_{\text{в}}$, $\Phi_{\text{пр}}$, $\Phi_{\text{мо}}$ — тепловые потоки соответственно: теряемый через ограждающие конструкции; уносимый вентилируемым воздухом; выделяемый продукцией и средствами местного обогрева, Вт; $q_{\text{от}}$ — удельная отопительная характеристика помещения, $\text{Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$ [для современных овощехранилищ $q_{\text{от}} = 0,8...1,4 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$]; $V_{\text{н}}$ — объем помещения по наружному обмеру, м^3 ; $L_{\text{в}}$ — минимально допустимый воздухообмен, $\text{м}^3/\text{ч}$; $\rho_{\text{в}}$ — плотность воздуха при температуре $t_{\text{в}}$, $\text{кг}/\text{м}^3$; $c_{\text{в}}$ — удельная теплоемкость воздуха ($c_{\text{в}} = 1 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$); $t_{\text{в}}$ и $t_{\text{н}}$ — температура внутри помещения и расчетная наружная температура, $^{\circ}\text{C}$; $\Sigma N_{\text{эм}}$ — суммарная мощность технических средств обогрева, кВт.

Тепловой поток, выделяемый продукцией, Вт:

$$\Phi_{\text{пр}} = M_{\text{пр}} q_{\text{пр}}, \quad (192)$$

Мощность электроотопительных установок, кВт:

$$P_{\text{э.у}} = \Phi_{\text{от}} / \eta_{\text{э.у}} k_{\text{п}}, \quad (193)$$

где $\eta_{\text{э.у}}$ — КПД установок ($\eta_{\text{э.у}} = 0,90...0,95$); $k_{\text{п}}$ — коэффициент преобразования энергии.

Для временных хранилищ устанавливают требуемую величину изоляции, чтобы обеспечить близкие к оптимальным температурно-влажностные условия хранения картофеля и овощей.

Поток теплоты через слой укрытия, Вт:

$$\Phi_y = \frac{A_y}{R} (t_x - t_n), \quad (194)$$

где A_y — площадь внешней поверхности укрытия, m^2 ; R — термическое сопротивление слоя изоляции, $m^2 \cdot K/Вт$; t_x и t_n — температуры в хранилище и наружного воздуха, $^{\circ}C$.

Термическое сопротивление вычисляют по формуле

$$R = R_{и.с} + R_n = \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + R_n, \quad (195)$$

где $R_{и.с}$ — термическое сопротивление изоляционных слоев укрытия, $m^2 \cdot K/Вт$; δ_i — толщина, м (приложение 4); λ_i — теплопроводность, $Вт/(м \cdot K)$, отдельных слоев укрытия; R_n — сопротивление теплоотдаче от наружной поверхности укрытия в окружающую среду, равное $1/\alpha_n$, $m^2 \cdot K/Вт$; α_n — коэффициент теплообмена на наружной поверхности.

Значение коэффициентов теплопроводности λ , $Вт/(м \cdot K)$, материалов, которые применяют в качестве изоляционного слоя:

Солома скопами	0,4...0,05	Торф увлажненный	0,4
Солома прессованная	0,05...0,075	Дерево (в среднем)	0,4
Стружки древесные	0,05	Песок сухой	0,7
Камыш (тростник)	0,053	Песок увлажненный	5...7
Опилки	0,06	Земля суглинистая:	
		сухая	0,3
		увлажненная	2...4
Костра льняная сухая	0,07		
Торф сухой	0,1		

Для определения α_n на наружной поверхности укрытия пользуются выражением

$$\alpha_n = 11,6 + 7\sqrt{v}, \quad (196)$$

где v — скорость ветра в данной местности, м/с.

Во избежание подмораживания продукции в зимнее время необходимо, чтобы плотность теплового потока, проходящего через укрытие в окружающую среду, не превышала значения теплового потока, вызванного теплотой дыхания продукции:

$$\frac{\Phi_{пр}}{A_y} \geq \frac{t_x - t_n}{k_{доп} R}, \quad (197)$$

откуда

$$R \geq \frac{A_y (t_x - t_H)}{k_{\text{доп}} \Phi_{\text{пр}}}, \quad (198)$$

здесь $k_{\text{доп}}$ — дополнительные тепловыделения, связанные с микробиологическим разложением органических примесей в насыпи продукции ($k_{\text{доп}} = 1,2$).

§ 4. РАСЧЕТ ВЛАГООБМЕНА В ХРАНИЛИЩАХ

Уравнение баланса влаги, как и баланса теплоты, составляют отдельно для каждой камеры:

$$W_0 = W_1 + W_2 + W_3, \quad (199)$$

где W_0 — влага, отводимая в воздухоохладителе, кг/ч; W_1 — влаговыделение от продуктов, кг/ч; W_2 и W_3 — приток влаги от увлажняющей установки и установки регулирования газовой среды, кг/ч.

Количество влаги, которое необходимо для увлажнения газовой среды, кг/ч:

$$W_2 = W_0 - W_1 - W_3. \quad (200)$$

Влагу, отводимую в воздухоохладителе W_0 , кг/ч, вычисляют с помощью Hd -диаграммы влажного воздуха:

$$W_0 = M_B (d_1 - d_2) 10^{-3}, \quad (201)$$

где M_B — массовый расход воздуха через воздухоохладитель, кг/ч; d_1 — начальное влагосодержание среды на входе в воздухоохладитель, г/кг с. в.; d_2 — конечное влагосодержание среды при выходе из воздухоохладителя, г/кг с. в. Значения d_1 и d_2 определяют, пользуясь Hd -диаграммой влажного воздуха по значениям температуры и относительной влажности соответственно t_1, φ_1 и t_2, φ_2 .

Количество влаги, выделяемой продуктами при хранении, кг/ч:

$$W_1 = M_{\text{пр}} q_W / 1000, \quad (202)$$

где $M_{\text{пр}}$ — масса продуктов, хранимых в камере, т; q_W — среднее влаговыделение, г/(т · ч) (табл. 29).

При $W_1 > 0$ газовую среду в помещении необходимо искусственно увлажнить, а при $W_1 < 0$ — осушить.

Необходимость в увлажнении воздуха можно определить, используя соотношение тепло- и влаговыделений в камере ϵ_K , кДж/кг:

$$\epsilon_K = \frac{\Phi_K}{W_K} = \frac{H_K - H_B}{d_K - d_B}, \quad (203)$$

где Φ_K — теплоступления в камеру (главным образом через наружные ограждения), Вт; W_K — количество влаги, выделяемой в камере (главным образом продуктами), кг/с; H_K и

29. Расчетные тепловлаговыведения картофеля и овощей

Продукция	Средний геометрический размер (диаметр) элемента на сыпи, м	Периоды					
		лечебный		охлаждение		хранение	
		явные тепловыведения, Вт/т	влажновыведения, г/(т·ч)	явные тепловыведения, Вт/т	влажновыведения, г/(т·ч)	явные тепловыведения, Вт/т	влажновыведения, г/(т·ч)
Картофель	0,04	18,35	16,8	14,0	12,0	6,6	4,9
Капуста	0,18	—	—	17,2	33,1	6,1	13,3
Свекла	—	—	—	—	—	—	—
Редька, брюква	—	—	—	11,2	12,5	5,6	6,2
Лук	0,05	18,35	20	12,1	13,5	5,6	6,2
Морковь	0,035	—	—	21,5	23,9	6,4	7,2

d_k — энтальпия, Дж/кг, и влагосодержание воздуха, г/кг с. в., в камере; H_B и d_B — энтальпия, Дж/кг, и влагосодержание воздуха, г/кг с. в., подаваемого в камеру.

Возможные значения ϵ_k , приведенные на рисунке 20, в области У указывают на необходимость в увлажнении воздуха, в области зоны П — на потребность в осушении.

Число увлажнителей или форсунок для распыла жидкости определяют по формуле

$$n_{ув} = k W / W_{ув}, \quad (204)$$

где $k = 1,1 \dots 1,2$ — коэффициент запаса, учитывающий возможное засорение форсунок и т. д.; W — необходимое количество воды для увлажнения воздуха в помещении, кг; $W_{ув}$ — производительность увлажнителей или форсунок (табл. 30 и 31), кг/с.

Количество воды, необходимой для увлажнения воздуха, W , кг, при внутренней системе вентиляции:

$$W = V \rho \Delta d_{ув} \cdot 10^{-3}, \quad (205)$$

где V — объем воздуха в помещении, м³; ρ — плотность воздуха, кг/м³; $\Delta d_{ув}$ — разность между влагосодержанием воздуха после и до увлажнения, г/кг с. в.

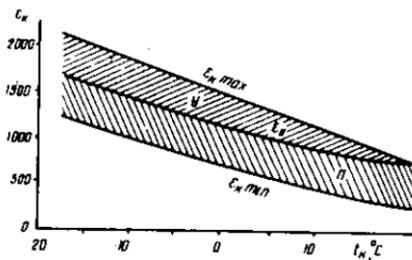


Рис. 20. Тепловлажностные значения ϵ_k и ϵ_0 в зависимости от температуры воздуха в камере:

У — зона потребности в увлажнении; П — зона потребности в осушении.

30. Основные технические данные увлажнителей

Тип	Производительность, кг/с	Потребляемая мощность, кВт
Дисковые:		
ДУ-1	$0,4 \cdot 10^{-3}$	0,05
ДУ-2	$0,97 \cdot 10^{-3}$	0,075
ДУ-3	$3 \cdot 10^{-3}$	0,1
ВДУ-6	$1,1 \cdot 10^{-3}$	0,08
Паровые терморрадиационные:		
УТ-2	$0,61 \cdot 10^{-3}$	2
УТ-3	$0,92 \cdot 10^{-3}$	3
УТ-4	$1,22 \cdot 10^{-3}$	4
УТ-6	$1,83 \cdot 10^{-3}$	6
УТ-9	$2,78 \cdot 10^{-3}$	9
Паровые (подача пара из парогенератора АУВ-20):		
УПВ	$(0,56...20) 10^{-3}$	2

31. Основные технические данные форсунок, применяемых для увлажнения воздуха

Производительность одной форсунки, кг/с	Избыточное давление, кПа		Количество сжатого воздуха, м ³ /с
	воды	сжатого воздуха	
<i>Пневматические</i>			
$0,75 \cdot 10^{-3}$	175	170	$0,5 \cdot 10^{-3}$
$0,83 \cdot 10^{-3}$	175	170	$0,51 \cdot 10^{-3}$
$1,25 \cdot 10^{-3}$	175	170	$0,61 \cdot 10^{-3}$
$1,67 \cdot 10^{-3}$	190	170	$0,69 \cdot 10^{-3}$
$2,08 \cdot 10^{-3}$	200	175	$0,94 \cdot 10^{-3}$
<i>Механические форсунки мелкодисперсного распыления воды ИБ-06</i>			
$2,8 \cdot 10^{-3}$	$3...5 \cdot 10^{-3}$	—	—
<i>Форсунки для камер орошения ШФ-5/9</i>			
0,036...0,14	2...20	—	—
<i>Форсунки угловые центробежные</i>			
УЦ14-10x15			
0,72...0,99	50...90	—	—
УЦ6-5,5x5,5			
0,13...0,24	100...300	—	—

§ 5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ ХРАНИЛИЩ

Система активной вентиляции хранилищ включает в себя:

приточную вентиляционную камеру, в которой размещены вентилятор, узел воздухозабора, смесительный клапан, а при необходимости калорифер и батареи воздухоохладителя;

устройство для искусственного увлажнения вентиляционного воздуха;

отопительно-рециркуляционные агрегаты;

магистральные и раздающие вентиляционные каналы с регулирующими шиберами и клапанами;

вытяжные устройства для удаления воздуха из хранилища.

При активной системе вентиляции отдают предпочтение схеме подачи воздуха "снизу вверх".

Доступ воздуха к вентилятору должен регулироваться с помощью жалюзийного вентиляционного отверстия: при подаче вентилятора $1 \text{ м}^3/\text{с}$ площадь жалюзи должна составлять $0,135 \text{ м}^2$.

Для выхода воздуха из помещения рекомендуется использовать створчатую конструкцию, состоящую из пластмассовых или алюминиевых створок, которые приоткрываются только при работе вентилятора. При подаче вентилятора $1 \text{ м}^3/\text{с}$ сечение створчатых вытяжных шахт должно составлять $0,25 \text{ м}^2$.

Воздухораспределительные каналы прокладывают в основном под землей с постепенным сужением к концу, чтобы давление и скорость движения воздуха во всей сети были одинаковы. Обычно различают главный канал и отходящие от него в обе (или одну) стороны боковые каналы. В верхней части боковых каналов оставляют щели, по которым воздух выходит в продукцию.

Воздух из магистральных распределительных каналов поступает через клапаны с поворотными заслонками или шиберами. Магистральные каналы обычно делают из кирпича и перекрывают железобетонными плитами. Оптимальная длина воздуховода 10 м .

Сечения каналов рассчитывают по производительности вентилятора так, чтобы скорость в главном канале была $8...10$, а в боковых — $4...5 \text{ м/с}$. Для равномерного распределения воздуха в штабеле продукции боковые каналы размещают через каждые $1,2...2 \text{ м}$, а щели в них — через $0,5...0,8 \text{ м}$.

Площади поперечных сечений магистрального и распределительных вентиляционных каналов, м^2 :

$$A = L/(3600 v), \quad (206)$$

где L — расход воздуха через канал, $\text{м}^3/\text{ч}$; v — скорость воздуха в канале, м/с .

При этом площадь сечения в конце воздуховода принимают равной $0,6$ площади его сечения в канале. Высота остается постоянной.

Длина магистрального канала, м.

$$l_{м.к} = V_{пр}/hb, \quad (207)$$

где $V_{пр}$ — объем продукции, $м^3$; h — высота бурта, м; b — ширина хранилища, м.

Длина бокового канала, м:

$$l_{бок.к} = b/k_0 - B_{м.к}, \quad (208)$$

где k_0 — коэффициент, учитывающий способ расположения отверстий и равный 1 или 2 (соответственно при расположении отверстий на одной или двух сторонах воздуховода); $B_{м.к}$ — ширина магистрального канала, м.

Число боковых каналов:

$$n_{бок.к} = l_{м.к}/l_b, \quad (209)$$

где l_b — расстояние между воздуховодами, м ($l_b = 2...2,5$ м).

Объемный расход воздуха через боковые каналы, $м^3/ч$:

$$L_{бок.к} = L_{м.к}/(k_0 n_{бок.к}), \quad (210)$$

где $L_{м.к}$ — расход воздуха через магистральный канал, $м^3/ч$.

При аэродинамическом расчете системы вентиляции выбирают сечения воздухопроводов так, чтобы обеспечить требуемый воздухообмен для продукции. Перед выполнением расчета составляют аксонометрическую схему системы. Определив потери давления на трение по длине всех участков расчетного направления, а также в местных сопротивлениях, с учетом потерь давления в элементах вентиляционных установок находят давление, которое должен обеспечить вентилятор.

Расчетное полное давление, которое должен развивать вентилятор, Па:

$$\Delta p_b = 1,1 [\Sigma (\Delta p_{тр} + \Delta p_{м}) + \Delta p_{пр}], \quad (211)$$

где 1,1 — запас на возможные непредвиденные сопротивления; $\Sigma (\Delta p_{тр} + \Delta p_{м})$ — потери давления на трение и местные сопротивления в наиболее протяженной ветви вентиляционной сети, Па; $\Delta p_{пр}$ — гидравлическое сопротивление насыпи продукции, Па (табл.32).

Методика определения потерь давления и местных сопротивлений описана в главах II и III.

По значениям L и $\Delta p_b = H_b$ находят мощность электродвигателя для привода вентилятора.

Методика подбора вентилятора изложена в главе II. Технические данные радиальных и осевых вентиляторов приведены в таблицах 22 и 33.

32. Расчетные значения гидравлического сопротивления насыпи картофеля и овощей, Па

Продукция	Толщина слоя, м	Интенсивность подачи воздуха на 1 м ² сечения насыпи перпендикулярно воздушному потоку, м ³ /ч					
		50	100	200	300	400	500
Картофель	1	2,9	7,0	19,0	37,3	57,5	84,5
	2	6,8	16,5	44,5	87,5	124,5	197,5
	3	11,1	27,0	73,5	144,0	221,0	326,0
	4	16,0	38,5	104,5	205,5	314,7	465,0
	5	21,0	51,0	138,0	270,0	420,0	612,0
	6	26,0	63,5	172,5	338,0	525,0	766,0
Капуста	1	1,31	3,13	8,28	15,4	24,6	35,8
	2	2,62	6,26	16,56	30,8	49,2	71,6
	3	3,93	9,39	24,84	46,2	73,8	107,4
	4	5,24	12,52	33,12	61,6	98,4	143,2
Морковь	1	1,51	3,62	9,70	18,2	29,2	42,60
	2	3,02	7,24	19,4	36,4	58,4	85,2
	3	4,53	10,86	29,1	54,6	87,6	127,8
Свекла	1	0,85	2,12	5,93	11,4	18,6	27,5
	2	1,7	4,24	11,86	22,8	37,2	55
	3	2,55	6,36	17,79	34,2	55,8	82,5
	4	3,4	8,48	23,72	45,6	74,4	110
Лук	1	3,25	8,11	22,7	43,6	71,1	105
	2	7,79	19,4	54,3	104	170	251
	3	13,0	32,4	90,5	174	284	491
	4	18,6	46,5	130,0	250	408	602

33. Основные технические данные осевых вентиляторов, применяемых на комплексах и в хранилищах

Марка вентилятора	Подача, м ³ /ч	Полное давление, Па	Размеры, мм			Мощность электродвигателя, кВт	Частота вращения колеса вентилятора, мин ⁻¹	Диаметр колеса, мм
			длина	ширина	высота			
В-2, 3-130 № 10	40 000	800	893	1295	1363	18,5	980	1000
В-2, 3-130 № 8	30 000	800	774	1045	1093	11	1180	800
0,6-300 № 8	20 000	300	315	806	980	3	1410	800
0,6-320 № 8	24 000	360	520	800	980	4	1440	800

Глава VI. ТЕПЛОВЫЙ РАСЧЕТ СУШКИ ЗЕРНА

§ 1. ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ И РАСЧЕТНАЯ СХЕМА

Задание на проект включает в себя:

культуру, поступающую на сушку, ее расход на входе в сушилку M_1 , т/ч;

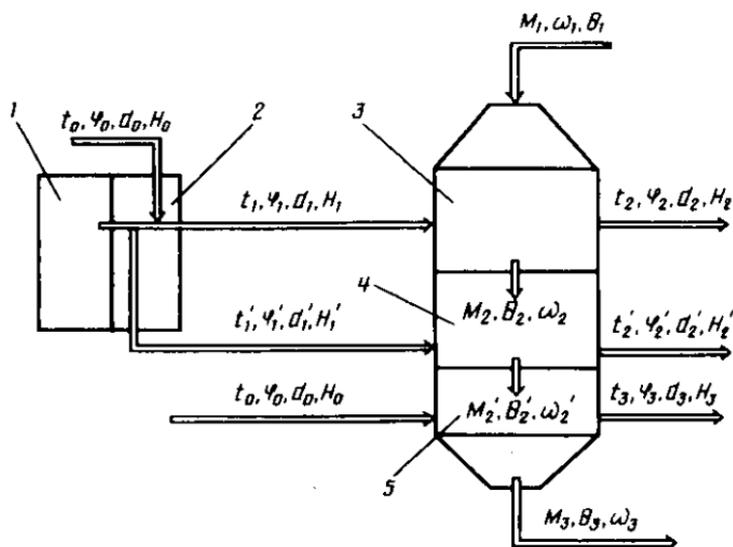


Рис. 21. Расчетная схема зерносушилки:

1 — топка; 2 — смешивательная камера; 3 и 4 — первая и вторая зоны сушильной камеры; 5 — охлаждающая камера.

параметры наружного воздуха — температуру t_0 , °C, и относительную влажность φ_0 , %;

влажность культуры — на входе в сушилку ω_1 , %, на выходе из нее ω_3 , %;

температуру зерна на входе в зерносушилку θ_1 , °C;

топливо, на котором работает зерносушилка и его месторождение.

На чертеже следует изобразить общий вид зерносушилки в двух проекциях. Тип зерносушилки — шахта прямоточная, работающая на смеси воздуха и топочных газов.

Расчетная схема приведена на рисунке 21.

Наружный воздух с температурой t_0 , относительной влажностью φ_0 , влагосодержанием d_0 и энтальпией H_0 смешивается с продуктами сгорания топлива. Полученный таким образом агент сушки с параметрами t_1 , φ_1 , d_1 и H_1 поступает в первую зону 3 сушильной камеры. В камеру поступает M_1 , т/ч, влажного зерна с температурой θ_1 и влажностью ω_1 . В процессе сушки температура зерна повышается до температуры θ_2 , а влажность уменьшается до значения ω_2 . Расход зерна снижается от M_1 до M_2 . Параметры агента сушки после первой зоны сушильной камеры имеют значения t_2 , φ_2 , d_2 и H_2 .

За первой зоной расположена вторая зона 4 сушильной камеры. Параметры зерна на входе во вторую зону равны параметрам на выходе из первой зоны, а на выходе из второй зоны имеют значения M_2 , θ_2 ,

ω_2 . Параметры агента сушки на входе и выходе из второй зоны соответственно $t'_1, \varphi'_1, d'_1, H'_1$ и $t'_2, \varphi'_2, d'_2, H'_2$.

Из сушильных камер зерно поступает в охлаждающую камеру 5, где продувается наружным воздухом с параметрами t_0, φ_0, d_0, H_0 . В процессе охлаждения зерна из него испаряется часть влаги. На выходе из охлаждающей камеры воздух имеет параметры t_3, φ_3, d_3, H_3 . Расход, влажность и температура зерна после охлаждения — M_3, ω_3, θ_3 .

§ 2. ПАРАМЕТРЫ АГЕНТА СУШКИ НА ВХОДЕ В ЗЕРНОСУШИЛКУ

Для заданного вида топлива по справочнику определяют его состав, а также теплоту сгорания.

Выбирают значение температуры t_1 сушильного агента в зависимости от вида культуры и начальной влажности (табл. 34).

При сушке семенного зерна пшеницы, ржи, ячменя, гречихи и проса влажностью до 19 % максимальный нагрев зерна допускается до 40 °С, а температура агента сушки до 70 °С. При сушке семян гороха, вики, чечевицы, фасоли, люпина и риса зерна предельные температуры должны быть: для нагрева зерна 35 °С; для агента сушки 60 °С. Если влажность зерна выше 19 %, то его следует сушить ступенчатым режимом. Во всех случаях температура зерна на выходе из охлаждающей камеры не должна превышать более чем на 8...10 °С температуру наружного воздуха.

Массу теоретического количества сухого воздуха L_0 , кг/кг, при полном сгорании 1 кг рассчитывают по формулам:

для твердого или жидкого топлива

$$L_0 = 0,115C^P + 0,345H^P - 0,043(O^P - S_n^P); \quad (212)$$

для газообразного топлива

$$L_0 = 1,38 \left[(0,0179CO + 0,248H_2 + 0,44H_2S + \sum \frac{m + 0,25n}{12m + n} C_m H_n - O_2) \right], \quad (213)$$

где CO, H₂, H₂S, C_mH_n, O₂ — массовые доли компонентов газа, %.

Энтальпию атмосферного воздуха H_0 , кДж/кг, поступающего в топку, смесительную камеру и зону охлаждения зерносушилки, рекомендуется определять по Hd-диаграмме влажного воздуха по известным значениям t_0 и φ_0 :

$$H_0 = c_{с.в} t_0 + \frac{d_0}{1000} (2500 + 1,88t_0), \quad (214)$$

где $c_{с.в}$ — теплоемкость сухого воздуха, кДж/(кг · К).

Влагосодержание наружного воздуха, г/кг с. в., определяют по Hd-диаграмме при известных значениях t_0 и φ_0 .

Энтальпию водяного пара $h_{п}$, кДж/кг, при температуре агента сушки, поступающего в сушилку, вычисляют по формуле

$$h_{п} = 2500 + 1,88t_1. \quad (215)$$

34. Режимы сушки зерна в шпактных прямоточных сушилках

Культура	Начальная влажность зерна ω_1 , %	Пропуск через зерносушилку	Предельная температура нагрева зерна θ_2 , °C	Предельная температура агента сушки в зерносушилке при режиме, °C	
				одноступенчатом	двухступенчатом
				первая зона	вторая зона
Пшеница продовольственная:					
с крепкой клейковиной (до 40 ед. ИДК)	До 20	—	45	120	110...130
		Первый	40	90	80...100
	Свыше 20	Второй	45	110	100...120
с хорошей клейковиной (от 45 до 70 ед. ИДК)	До 20	—	50	140	130...150
		Первый	45	110	100...120
	Свыше 20	Второй	50	130	120...140
со слабой клейковиной (свыше 80 ед. ИДК)	До 20	—	60	150	140...160
		Первый	55	120	110...130
	Свыше 20	Второй	60	140	130...150
Пшеница сильная, твердая, ценных сортов	До 20	—	50	100	100...100
		Первый	45	90	90...100
	Свыше 20	Второй	50	100	100...110
Ячмень пивоваренный	До 19	—	45	70	70...80
Рожь продовольственная	Независимо от начальной влажности	—	60	150	130...160
Семена подсолнечника	До 15	—	55	120	120...135
	15...20	—	55	115	115...130
		Первый	55	110	110...125
	Свыше 20	Второй	55	115	115...130
Кукуруза в зерне:					
для крахмало-паточной промышленности	Независимо от начальной влажности	—	45	120	130...110
для пищевого концентратной промышленности	До 19	—	35	60	60...60
		Первый	30	50	50...50
	Свыше 19	Второй	35	60	60...60
кормовая	То же	—	50	150	130...160
Овес	"	—	50	140	130...160
Просо	"	—	40	80	80...100
Рис-зерно	"	—	35	70	70...60
Гречиха	"	—	40	90	90...110
Горох	До 20	—	45	80	80...100
	Свыше 20	—	40	70	70...90
Соя	До 19	—	30	60	60...60
	Свыше 19	—	25	50	50...70
Другие бобовые культуры	До 20	—	40	70	70...80
	Свыше 20	—	35	60	60...70

Коэффициент избытка воздуха α , который должен обеспечить требуемое значение температуры агента сушки t_1 , рассчитывают по формуле

$$\alpha = \frac{Q_n^p \eta_T + c_T t_T - \frac{9N^p + W^p}{100} h_n - (1 - \frac{9N^p + W^p + A^p}{100})}{L_0 (\frac{d_0 h_n}{1000} - H_0 + c_{a,c} t_1)}, \quad (216)$$

где η_T — коэффициент полезного действия топки. Для топок, работающих на твердом топливе, $\eta_T = 0,85 \dots 0,9$; на жидком или газообразном топливе $\eta_T = 0,9 \dots 0,95$. Меньшие значения η_T принимают для зимних условий; c_T и t_T — соответственно удельная теплоемкость, кДж/(кг · К), и температура, °С, топлива. Температуру топлива t_T принимают равной температуре наружного воздуха t_0 ; для жидкого топлива, хранящегося в подземных резервуарах, для зимнего периода $t_T = 0$ °С; $c_{a,c}$ — теплоемкость агента сушки, кДж/(кг · К). Можно принять $c_{a,c} = c_{c,v}$.

Коэффициент избытка воздуха для газообразного топлива рассчитывают по формуле

$$\alpha = \frac{Q_n^p \eta_T + c_T t_T - (\Sigma \frac{0,09}{12m+n} C_m H_n) h_n}{L_0 (\frac{d_0 h_n}{1000} - H_0 + c_{a,c} t_1)}. \quad (217)$$

Удельная теплоемкость топлива:

$$c_T = c_{ст} \frac{100 - W^p}{100} + c_{вл} \frac{W^p}{100}, \quad (218)$$

где $c_{ст}$ — удельная теплоемкость сухой массы твердого топлива. Можно принять $c_{ст} = 1,048$ кДж/(кг · К); $c_{вл}$ — удельная теплоемкость воды (влаги); $c_{вл} = 4,19$ кДж/(кг · К).

Учитывая значения $c_{ст}$ и $c_{вл}$, получим расчетную формулу для c_T :

$$c_T = \frac{104,8 + 3,142 W^p}{100}. \quad (219)$$

Если в качестве топлива используют керосин или дизельное топливо, то соответственно можно принимать $c_T^{кер} = 2$ кДж/(кг · К) и $c_T^{диз} = 2,1$ кДж/(кг · К).

Влагосодержание агента сушки d_1 , г/кг с. в.:

$$d_1 = \frac{10 (9N^p + W^p) + \alpha L_0 d_0}{1 - \frac{9N^p + W^p + A^p}{100} + \alpha L_0}. \quad (220)$$

По значениям t_1 и d_1 , пользуясь Hd -диаграммой, находят энтальпию агента сушки H_1 .

§ 3. КОЛИЧЕСТВО ИСПАРЕННОЙ ВЛАГИ

В первой зоне сушки количество испаренной влаги равно разности между массой материала до и после сушки:

$$W_1 = M_1 - M_2. \quad (221)$$

Если учесть, что содержание сухого вещества зерна при сушке практически неизменно, т. е.:

$$M_c = M_1 \frac{100 - \omega_1}{100} = M_2 \frac{100 - \omega_2}{100}, \quad (222)$$

то следует, что

$$M_1 = M_2 \frac{100 - \omega_2}{100 - \omega_1}; \quad (223)$$

$$M_2 = M_1 \frac{100 - \omega_1}{100 - \omega_2}. \quad (224)$$

Количество испаренной влаги:

$$W = M_1 \frac{\omega_1 - \omega_2}{100}. \quad (225)$$

Долю испаренной влаги в первой зоне сушильной камеры $\kappa = W_1/W$ можно ориентировочно принять равной 0,55. Следовательно,

$$W_1 = \kappa_1 W = 0,55W. \quad (226)$$

Масса зерна на выходе из первой зоны сушильной камеры:

$$M_2 = M_1 - \kappa_1 W. \quad (227)$$

Его влажность находят из уравнения

$$\omega_2 = 100 - \frac{M_1}{M_2} (100 - \omega_1). \quad (228)$$

§ 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Расход сухого агента сушки L_1 , кг/ч, в первой зоне сушильной камеры:

$$M_1 \frac{\omega_1}{100} + L_1 \frac{d_1}{1000} = M_2 \frac{\omega_2}{100} + L_1 \frac{d_2}{1000}, \quad (229)$$

где $M_1 \frac{\omega_1}{100}$ — влага, вносимая в первую зону сушильной камеры с поступающим зерном, кг/ч; $M_2 \frac{\omega_2}{100}$ — влага, уносимая из первой зоны сушильной камеры с просушенным

зерном, кг/ч; $L_1 \frac{d_1}{1000}$ — влага, поступающая с агентом сушки, кг/ч; $L_1 \frac{d_2}{1000}$ — влага, уносимая с агентом сушки, кг/ч.

Так как

$$W_1 = M_1 \frac{\omega_1}{100} - M_2 \frac{\omega_2}{100}, \quad (230)$$

то

$$L_1 = W_1 \frac{1000}{d_2 - d_1}. \quad (231)$$

Удельный расход сухого агента сушки на 1 кг испаренной влаги:

$$l_1 = L_1/W_1 = 1000/(d_2 - d_1). \quad (232)$$

Расход теплоты на сушку зерна определяют из уравнения теплового баланса сушильной камеры.

В шахтных зерносушилках с конвективным способом сушки зерно перемещается под тяжестью собственной массы, и поэтому транспортные устройства отсутствуют. Кроме того, можно принять, что в сушильной камере отсутствует дополнительный источник теплоты. В этом случае теплота Q , кДж/ч, сообщаемая агенту сушки в смеси-тельной камере, будет равняться расходу теплоты на нагрев зерна, а также потерям теплоты через ограждения сушильной камеры и теплоты, отводимой из камеры отработавшим агентом сушки.

Теплота, вносимая в сушильную камеру с агентом сушки, равна $L_1 H_0$, кДж/ч, а теплота, уносимая из камеры с отработавшим агентом сушки, — $L_1 H_2$, кДж/ч.

С зерном в сушильную камеру поступает теплота $M_1 c_1 \theta_1$ (здесь c_1 и θ_1 — соответственно удельная теплоемкость, кДж/(кг · К), и температура, °С, сырого зерна).

Из сушильной камеры с зерном уносится теплота $M_2 c_2 \theta_2$ (здесь c_2 и θ_2 — соответственно удельная теплоемкость, кДж/(кг · К), и температура, °С, просушенного зерна).

Уравнение баланса теплоты имеет вид:

$$M_2 c_2 \theta_2 - M_1 c_1 \theta_1 = M_2 c_2 \theta_2 - (M_2 c_2 \theta_1 + W_1 c_w \theta_1) = M_2 c_2 (\theta_2 - \theta_1) - W_1 c_w \theta_1. \quad (233)$$

Первый член правой части уравнения представляет собой расход теплоты $Q_{н.з}$, кДж/ч, на нагрев зерна. Второй член уравнения равен количеству теплоты, внесенному в первую зону сушиллки с влагой зерна.

$$Q_{н.з} = M_2 c_2 (\theta_2 - \theta_1). \quad (234)$$

Температура зерна θ_2 на выходе из первой зоны сушильной каме-

ры должна быть на 10...20 °С ниже предельной температуры нагрева зерна (см. табл. 34).

Удельную теплоемкость просушенного зерна c_2 вычисляют с учетом теплоемкостей сухой части c_c и влаги c_w зерна:

$$c_2 = \frac{(100 - \omega_2)c_c + \omega_2 c_w}{100} \quad (235)$$

Удельная теплоемкость сухого зерна $c_c = 1,55$ кДж/(кг · К). Удельный расход теплоты $q_{н,з}$, кДж/кг (на 1 кг испаренной влаги):

$$q_{н,з} = Q_{н,з}/W_1 \quad (236)$$

Потерю теплоты через ограждающие конструкции сушильной камеры Q_o , кДж/ч, определяют как сумму потерь отдельных участков ограждения:

$$Q_o = 3,6 \sum k_o A_o (t_{cp} - t_o), \quad (237)$$

где k_o — коэффициент теплопередачи участка ограждения сушильной камеры, Вт/(м² · К); A_o — площадь поверхности участка, м²; t_{cp} — средняя температура агента сушки в сушильной камере, °С. Можно принять t_{cp} равной среднеарифметическим значениям температур агента сушки на входе в сушильную камеру и выходе из нее: $t_{cp} = (t_1 + t_2)/2$; t_o — температура наружного воздуха, °С.

Температуру t_2 рассчитывают по формуле

$$t_2 = 0,125 (2t_1 + \theta_1 + \theta_2) + 5. \quad (238)$$

Значения A_o каждого участка сушильной камеры определяют по конструктивным характеристикам шахтных прямооточных зерносушилок (табл. 35).

При определении значения $\sum A_o$ для шахтных прямооточных сушилок в расчет не принимают поверхность стен со стороны подвода агента сушки и отвода отработавших газов, а также верхнего перекрытия напорной камеры зоны сушилки.

Коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · К):

$$k_o = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где α_1 (α_2) — коэффициент теплоотдачи соответственно от агента сушки к внутренней поверхности шахты и наружной поверхности шахты в окружающую среду, Вт/(м² · К); $\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_n$ — толщина прослойки изоляционных материалов, м; $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$ — теплопроводность прослоек, Вт/(м · К); для стальной стены $\lambda = 46$, для железобетонной — $\lambda = 1,54$.

Коэффициент теплоотдачи α_1 (α_2) вычисляют по формулам при скорости воздушного потока:

при $v \leq 5$ м/с

$$\alpha_1 (\alpha_2) = c + Dv; \quad (240)$$

при $v > 5$ м/с

$$\alpha_1 (\alpha_2) = Av^{0,78}. \quad (241)$$

Значения коэффициентов A , C и D приведены в таблице 36.

35. Технические характеристики шахтных прямоточных зерносушилок

Показатель	ДСП-50	ДСП-32	ДСП-32от	ДСП-24	ДСП-24сн	ДСП-16	ДСП-12
Производительность, т/ч	50	32	32	24	20	16	12
Число шахт	2	2	2	2	2	1	1
Размеры шахт, мм:							
ширина	3770	3250	3250	3250	3250	3250	3250
длина	1200	1000	1100	1000	1000	1000	1000
Высота камеры, мм:							
сушильной	8000	7600	7600	7600	4700	7600	7600
охлаждающей	400	3700	3750	4200	2850	3700	4200

Продолжение

Показатель	ЖЭС-12	СЗШ-16	ВТИ-15	ВТИ-8	ЭСЗ-8	СЭС-8	ЗСПЖ-8
Производительность, т/ч	22	16	16	8	8,5	8	6
Число шахт	2	2	2	1	—	2	2
Размеры шахт, мм:							
ширина	3250	3250	3250	3250	2300	1600	3360
длина	1000	1000	1000	1000	1000	800	1000
Высота камеры, мм:							
сушильной	7100	3650	7250	8000	6700	3800	1500
охлаждающей	3400	2750	4750	4000	2700	600	400

36. Значения коэффициентов A , C и D

Стена	A	C	D
Железобетонная	7,52	6,16	4,19
Стальная со стороны:			
внутренней	7,12	5,58	3,95
наружной	7,14	5,81	3,95

Скорость агента сушки, омывающего внутреннюю поверхность сушильной камеры, принимают равной его средней скорости в слое зерна, то есть 0,3...0,4 м/с.

Наружная поверхность сушки омывается воздухом при свободной конвекции. Скорость воздуха ориентировочно можно принять равной 0,1 м/с.

Удельные потери теплоты в окружающую среду через ограждения первой зоны сушилки, кДж на 1 кг испаренной влаги:

$$q_0 = Q_0/W_1. \quad (242)$$

Разность Δ , кДж/кг, сообщений и потерь теплоты в зоне сушилки:

$$\Delta = c_w \theta_1 - q_{н.з} - q_0. \quad (243)$$

Энтальпия отработавшего агента сушки, кДж/кг:

$$H_2 = H_1 + \frac{\Delta}{l_1}. \quad (244)$$

Влагосодержание отработавшего агента сушки на выходе из первой зоны сушилки d_2 вычисляют по формуле

$$d_2 = \frac{1000 (c_{с.в} t_2 - H_1) + \Delta d_1}{\Delta - (2500 + 1,88 t_2)}. \quad (245)$$

Зависимость (245) получают в результате совместного решения уравнений (244) и (223) с учетом (214), в котором вместо H_0 , t_0 и d_0 надо подставить соответственно H_2 , t_2 и d_2 .

После нахождения d_2 определяют удельный расход воздуха по формуле (223), а затем удельный расход теплоты на сушку в первой зоне сушилки, кДж на 1 кг испаренной влаги:

$$q_1 = l_1 (H_1 - H_0). \quad (246)$$

Расход сухого агента сушки во второй зоне сушильной камеры определяют так же, как и в первой зоне. Начинают расчет с формулы (229). Параметры сушильного агента зерна на входе и выходе из второй зоны принимают согласно расчетной схеме (см. рис. 21) и § 1 этой главы. Результаты расчета $L_0 H_0$, полученные для первой зоны сушильной камеры, без изменений используют при расчете второй зоны.

Для определения количества испаренной влаги во второй зоне сушильной камеры, массы зерна на выходе и его влажности ориентировочно можно принять долю испаренной влаги во второй зоне сушилки $\kappa = W_2/W = 0,40$.

Расход теплоты в зоне охлаждения вычисляют почти так же, как и в сушильной камере. Объясняется это тем, что в процессе охлаждения происходит дополнительное испарение влаги из зерна.

Количество влаги (холодной) W_x , кг/ч, которое испаряется из зерна в процессе охлаждения, вычисляют по формуле

$$W_x = M'_2 \frac{\omega'_2 - \omega_3}{100 - \omega_3} = M_3 \frac{\omega'_2 - \omega_3}{100 - \omega'_2}, \quad (247)$$

где M'_2 и M_3 — масса зерна соответственно на входе в охладительную камеру и на выходе из нее, кг/ч; ω'_2 и ω_3 — влажность зерна соответственно на входе в охладительную камеру и на выходе из нее, %.

Массу зерна на выходе из охладительной камеры определяют из уравнения баланса сухого зерна:

$$M_3 = M_1 \frac{100 - \omega_1}{100 - \omega_3}. \quad (248)$$

Влажность зерна на входе в охладительную камеру рассчитывают по формуле (232), записанной для второй зоны сушилки:

$$\omega'_2 = 100 - \frac{M_2}{M'_2} (100 - \omega_2) \quad (249)$$

или по принятому значению доли испаренной влаги в зоне охлаждения:

$$w_x = W_x/W = 0,05. \quad (250)$$

В этом случае сначала находят W_x , затем ω'_2 из уравнения (251).

Расход сухого (холодного) воздуха L_x , кг/ч, на испарение влаги вычисляют по формуле баланса влаги для охладительной камеры:

$$L_x = \frac{d_3 - d_0}{1000} = M'_2 \frac{\omega'_2}{100} - M_3 \frac{\omega_3}{100}, \quad (251)$$

где d_3 — влагосодержание воздуха на выходе из охладительной камеры, г/г хол. возд.

Из уравнения (251), где разность $M'_2 \frac{\omega'_2}{100} - M_3 \frac{\omega_3}{100}$ равна количеству влаги, испаряемой из зерна в охладительной камере, следует, что

$$L_x = \frac{100 W_x}{d_3 - d_0}. \quad (252)$$

Влагосодержание воздуха на выходе из охладительной камеры:

$$d_3 = 622 \frac{\varphi_3 p_n}{p_{бар} - \varphi_3 p_n}, \quad (253)$$

где φ_3 — относительная влажность воздуха на выходе из охладительной камеры, % ($\varphi_3 = 75\%$); $p_{бар}$ — барометрическое давление наружного воздуха, Па; p_n — парциальное давление пара, Па, в состоянии насыщения при θ , °C (находят по таблицам водяного пара).

Удельный расход сухого (холодного) воздуха для охладительной камеры, кг на 1 кг испаренной влаги:

$$l_x = L_x/W_x = 1000/(d_3 - d_0). \quad (254)$$

Уравнение теплового баланса охладительной камеры записывают следующим образом:

$$L_x H_0 + M_3 c_3 \theta'_2 + W_x c_w \theta'_2 = L_x H_3 + M_3 c_3 \theta_3 + Q_{о.с.}, \quad (255)$$

где $L_x H_0$ — теплота, вносимая в охладительную камеру с наружным воздухом; $M_3 c_3 \theta'_2 + W_x c_w \theta_2 = M_2 c_2 \theta_2$ — теплота, вносимая в охладительную камеру с зерном; $L_x H_3$ — теплота, уносимая из охладительной камеры с отработавшим воздухом; $M_3 c_3 \theta_3$ — теплота, уносимая из охладительной камеры с зерном.

Предельную температуру зерна на выходе из второй зоны сушилki θ_2 принимают согласно данным таблицы 34.

Температуру зерна на выходе из охладительной камеры определяют по формуле

$$\theta_3 = \theta'_2 - (1 - 0,003\theta'_2)(\theta'_2 - t_0), \quad (256)$$

или принимают θ_3 выше температуры наружного воздуха не более чем на 10°C .

Потери теплоты в окружающую среду вычисляют по формуле

$$Q_{o.c} = 3,6 k_x A_x (\theta_{c.p.x} - t_0), \quad (257)$$

где k_x — коэффициент теплопередачи через стены охладительной камеры, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; A_x — поверхность стенок охладительной камеры, м^2 ; $\theta_{c.p.x} = (\theta'_2 + \theta_3)/2$ — средняя температура зерна в охладительной камере, $^\circ\text{C}$; t_0 — температура наружного воздуха, $^\circ\text{C}$.

Удельную теплоемкость c_3 , $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, зерна на выходе из охладительной камеры рассчитывают по формуле

$$c_3 = 1,55 + 2,64 \frac{\omega_3}{100}. \quad (258)$$

При определении значения A_x для зоны охлаждения следует учитывать поверхность нижнего перекрытия.

Коэффициент теплопередачи вычисляют по методике, изложенной для расчета потерь через ограждающие конструкции сушильной камеры.

Из уравнения (255) определяют расход воздуха (холодного) L_x :

$$L_x = \frac{M_3 c_3 (\theta'_2 - \theta_3) + W c_w \theta'_2 - Q_{ox}}{H_3 - H_0}. \quad (259)$$

Энтальпию на выходе из охладительной камеры находят по Hd -диаграмме влажного воздуха по известным значениям d_3 и φ_3 или t_3 .

В этом уравнении выражение $M_3 c_3 (\theta'_2 - \theta_3) = Q_{прx}$, т. е. теплоте, отдаваемой зерном в процессе охлаждения.

Удельный расход воздуха в охладительной камере, кг на 1 кг испаренной влаги:

$$l_x = \frac{L_x}{W_x} = \frac{q_{прx} + c_w \theta'_2 - q_{ox}}{H_3 - H_0} = \frac{\Delta_x}{H_3 - H_0}, \quad (260)$$

где $q_{прx} = Q_{прx}/W_x$; $q_{ox} = Q_{ox}/W_x$; $\Delta_x = q_{прx} - c_w \theta'_2 - q_{ox}$ — разность сообщений и потеря теплоты в охладительной шахте.

Значение l_x , вычисленное по формуле (260), сопоставляют со значением, полученным из уравнения (254). В качестве расчетной величины принимают большую из двух указанных величин.

§ 5. ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Графоаналитический расчет расхода агента сушки и теплоты. Проводят при помощи Hd -диаграммы влажного воздуха. При этом на диаграмме наносят три точки, характеризующие состояние наружного воздуха, агента сушки после смесительной камеры топки и после его выхода из сушильной камеры.

По заданным значениям t_0 и φ_0 наружного воздуха на Hd -диаграмме находят положение точки A (рис. 22).

Образующаяся после топки газоздушная смесь имеет параметры t_1 и d_1 . Значение $d_1 > d_0$ было определено по формуле (220). На пересечении линий $d_1 = \text{const}$ и $t_1 = \text{const}$ получают точку B , характеризующую состояние агента до поступления его в сушильную камеру. Линия AB изображает на диаграмме процесс смешения воздуха с продуктами сгорания и, как следствие, нагрева первого.

Процесс сушки в теоретической сушилке происходит при равенстве начальной и конечной энтальпий. Он, следовательно, условно изображается линией постоянной энтальпии, проведенной от точки B до изотермы заданной температуры агента сушки t_2 . Точка C_0 соответствует параметрам агента сушки при выходе из сушильной камеры теоретической сушилки.

Процесс, происходящий в действительной сушилке с учетом дополнительных расходов теплоты, будет изображаться на Hd -диаграмме линией BC , отклоняющейся от теоретической линии сушилки BC_0 :

при $\Delta < 0$ и $H_2 > H_1$ линия BC отклоняется вниз от линии $H = \text{const}$;

при $\Delta > 0$ и $H_2 > H_1$ линия BC будет отклоняться вверх от линии $H_1 = \text{const}$.

Вследствие потерь теплоты через стенки сушильной камеры $\Delta < 0$ энтальпия H_2 агента сушки на выходе из камеры меньше энтальпии H_1 .

Представим себе, что положение линии BC нам известно (см. рис. 22). Из уравнений (236) и (244) следует, что

$$\Delta = \frac{H_2 - H_1}{d_2 - d_1} \cdot 1000. \quad (261)$$

При $\Delta = \text{const}$ данное соотношение справедливо для любой точки с координатами H и d , лежащей на прямой BC . Например, для точки E (см. рис. 22):

$$\Delta = \frac{H - H_1}{d - d_1} \cdot 1000. \quad (262)$$

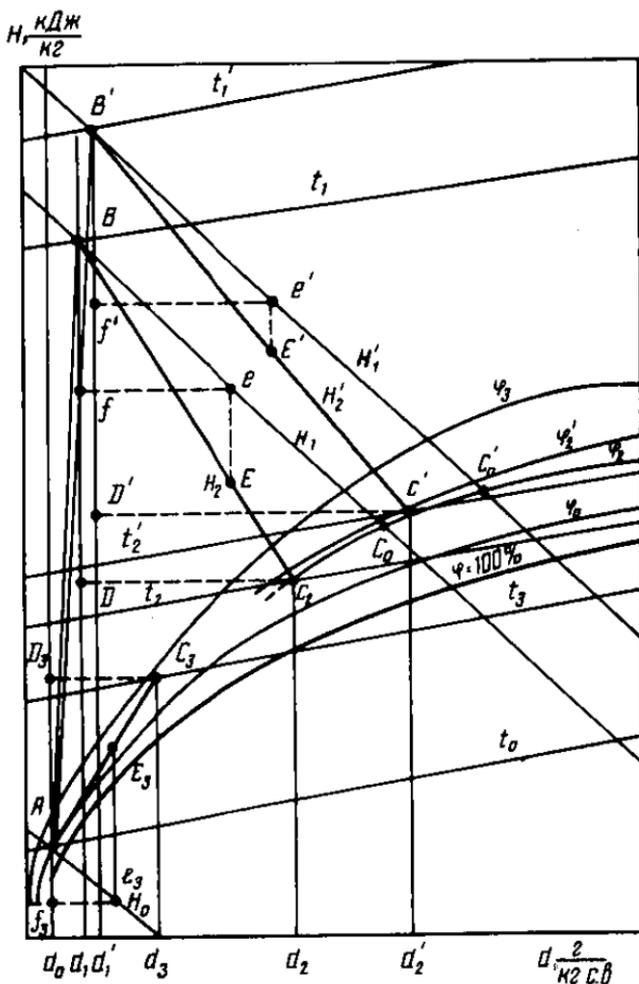


Рис. 22. Процесс сушки в первой и второй зонах сушилки, а также в зоне охлаждения на Hd -диаграмме влажного воздуха.

Если из произвольной точки e , расположенной на отрезке BC , провести линию $d = \text{const}$ на линию BC , то отрезок eE будет изображать в соответствующем масштабе m_H разность $H - H_1$, т. е. $eEm_H = H - H_1$.

Аналогично расстояние по горизонтали ef в масштабе m_d влагосодержания определяет разницу $d - d_1$, т. е. $efm_d = d - d_1$.

В таком случае уравнение (262) может быть записано следующим образом:

$$\Delta = \frac{eEm_H}{efm_d} \cdot 1000, \quad (263)$$

откуда

$$eE = ef \frac{\Delta m_d}{1000 m_H}. \quad (264)$$

Метод построения на Hd -диаграмме линии, изображающей действительный процесс сушки, заключается в следующем.

На линии $H_1 = \text{const}$ намечают произвольную точку e , из которой по линии $d = \text{const}$ откладывают вниз отрезок eE при $\Delta < 0$. Через точки B и E проводят линию до пересечения с заданной линией, например $\varphi_2 = \text{const}$. На их пересечении находят точку C . Полученное значение t_2 не должно отличаться от принятого ранее более чем на 5°C . При невыполнении этого условия следует пересчитать q_0 до совпадения расчетного и полученного графически t_2 .

Удельный расход агента сушки в первой зоне сушильной камеры, кг на 1 кг испаренной влаги, находят из уравнения

$$l_1 = \frac{1000}{d_2 - d_1} = \frac{1000}{CD} \frac{1}{m_d}. \quad (265)$$

Полный расход агента сушки, $\text{м}^3/\text{ч}$:

$$L_1 = l_1 W_1. \quad (266)$$

Объемный расход агента сушки, $\text{м}^3/\text{ч}$:

$$V_1 = L_1 V_0 \left(\frac{273}{273 + t_1} \right), \quad (267)$$

где V_0 — объем влажного воздуха на 1 кг сухого воздуха, $\text{м}^3/\text{кг}$ (находят по таблицам удельных объемов для воздуха по известным значениям t_1 и φ_1).

При температуре агента сушки на входе в зону сушилки t_1 более 100°C относительную влажность φ_1 в точке B определяют из соотношения

$$\varphi_1 = \frac{d_1}{d_5} \varphi_5, \quad (268)$$

где φ_5 — относительная влажность, равная 5%; d_5 — влагосодержание, г/кг с. в., при $\varphi = 5\%$ и температуре более 100°C (ориентировочное значение $d_5 \approx 33,2$ г/кг с. в.).

Удельный расход теплоты в первой зоне сушильной камеры, кДж/кг испаренной влаги, рассчитывают по формуле

$$q = l_1 (H_1 - H_0) = \frac{AF_1}{CD} \frac{m_H}{m_d}. \quad (269)$$

Расхождение между данными, полученными для l и q аналитическим и графическим способами, не должно превышать 0,5%.

Полный расход теплоты в первой зоне сушилки, кДж/ч:

$$Q_1 = qW_1. \quad (270)$$

Для второй зоны сушильной камеры построение рабочего процесса по Hd -диаграмме будет аналогично приведенному выше. Действительный процесс сушки при этом изображается линией $B'C'$ (см. рис. 22).

Параметры L_2 , V_2 и Q_2 во второй зоне сушилки определяют по аналогии с расчетом в первой зоне.

Графоаналитический расчет охлаждения зерна. Через точку A проводят линию $H = \text{const}$. На этой линии выбирают произвольную точку e_3 и проводят горизонтальную линию e_3f_3 . Точка f_3 лежит на пересечении горизонтали с линией постоянного влагосодержания, проходящей через точку A . Из точки e_3 откладывают вверх по вертикали отрезок e_3E_3 , величину которого, мм, определяют по формуле

$$e_3E_3 = e_3f_3 \frac{\Delta_x}{1000} \frac{m_d}{m_H}. \quad (271)$$

Через точки A и E_3 проводят линию до пересечения в точке C_3 с изотермой t_3 или линией постоянной относительной влажности φ_3 . Из точки C_3 опускают перпендикуляр C_3D_3 на линию $d = \text{const}$.

Удельный расход воздуха, кг, на охлаждение:

$$l_x = \frac{1000}{C_3D_3m_d}, \quad (272)$$

где отрезок C_3D_3 определяют по Hd -диаграмме в мм.

Часовой расход воздуха, кг/ч:

$$L_x = l_x W_x. \quad (273)$$

Объем влажного воздуха на входе в охладительную камеру, м³/ч:

$$V_x^{вх} = v_0^{вх} L_x \left(\frac{293}{273 + t_0} \right). \quad (274)$$

Значение $v_0^{вх}$ находят по таблицам удельных объемов влажного воздуха при t_0 и φ_0 .

§ 6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА И КПД ЗЕРНОСУШИЛКИ

Расход потребного количества топлива, кг/ч:

$$B = \frac{Q}{Q_H^p \eta_T}, \quad (275)$$

где Q — расход теплоты на сушку, кДж/ч; Q_H^p — теплота сгорания топлива, кДж/кг; η_T — КПД топки. Для жидкого и газообразного топлива $\eta_T = 0,95 \dots 0,97$.

Расход потребного количества условного топлива, кг/ч:

$$B_y = Q_H^p / (29330 \eta_T), \quad (276)$$

где $Q_H^p = 29\,330$ кДж/кг — низшая теплота сгорания условного топлива.

Коэффициент полезного действия зерносушилки:

$$\eta_c = W r / (B Q_H^p), \quad (277)$$

где W — количество влаги, испаренной в сушильной и охлаждающей камерах, кг/ч; r — теплота парообразования, кДж/кг; можно определить из выражения $r = 2500 + 2,34\theta_{cp}$.

Среднее значение температуры зерна в сушильной и охлаждающей камерах:

$$\theta_{cp} = \frac{\theta_1 + \theta_2 + \theta_2' + \theta_3}{4}. \quad (278)$$

§ 7. РАСЧЕТ ТОПКИ

Тепловую мощность топki, то есть количество теплоты, выделяемое из топki за 1 ч, вычисляют по формуле

$$Q_T = B Q_H^p \quad (279)$$

для газового топлива

$$Q_T = V_T Q_H^p, \quad (280)$$

где V_T — расход газа, м³/ч.

Удельную мощность q_T^c , кДж/(м² · ч), слоевых топок характеризуют видимым тепловым напряжением зеркала горения: $q_T^c = Q_T / A_{z,r}$; удельную мощность камерных топок — тепловым напряжением топочного пространства: $q_T^k = Q_T / V_T$.

Площадь зеркала горения $A_{z,r}$, м², можно принять равной площади колосниковой решетки R , м², которую рассчитывают по формуле

$$R = \frac{B Q_H^p}{3,6 q_R}, \quad (281)$$

где q_R — поверхностная плотность теплового потока, кВт/м².

37. Поверхностная и объемная плотности теплового потока

Топливо	q_R , кВт/м ²	q_V , кВт/м ³
Бурый уголь	600...700	250...300
Каменный уголь:		
с большим содержанием горючих газов	650...750	250...300
с малым содержанием горючих летучих газов	600...700	300...350
Антрацит АРШ	500...600	250...300
Кусковой антрацит	600...700	300...350
Жидкое и газообразное топливо	—	500

Объем топчного пространства для слоевых и камерных топок:

$$V_T = BQ_n^p / (3,6q_V), \quad (282)$$

где q_V – объемная площадь тепловыделения, кВт/м³.

Рекомендуемые значения q_R и q_V приведены в таблице 37.

§ 8. ПОДБОР ВЕНТИЛЯТОРОВ

Выбирают вентиляторы для сушки зерна, исходя из их подачи V , м³/с, и давления P_n , Па, которые они должны обеспечить.

Требуемое значение развиваемого давления вентилятора должно равняться сумме потерь давления на всасывающем и нагнетательном участках, включая потери давления при выходе воздуха или агента сушки наружу, а также вследствие сопротивления зернового участка.

Для зерносушилок потери давления можно принять ориентировочно: топка на жидком или газообразном топливе – 35...40 Па (для топок на твердом топливе – в 1,5 раза больше); всасывающий воздухопровод от топки к вентилятору – 100...110; всасывающий воздухопровод к вентилятору шахты охлаждения – 25...30; воздухопровод от вентилятора до напорной камеры – 35...42; вход из диффузора в напорную камеру – 24...28; вход и выход из короба – 20; выход в атмосферу – 10...15 Па.

Сопротивление слоя зерна H , Па, толщиной l , мм, находят из уравнения:

$$H = 9,81k_c l v_{a,c}^n, \quad (283)$$

где k_c и n – коэффициенты, значения которых зависят от рода зерновой культуры (табл. 38); $v_{a,c}$ – скорость агента сушки или воздуха в слое зерна. Оптимальные значения $v_{a,c} = 0,3...0,4$ м/с.

38. Значения коэффициентов k_c , n и потери давления при продувании зернового слоя толщиной 10 мм при температуре 20 °С

Культура	k_c	n	Потери давления H_{10} , Па, при различной скорости, м/с			
			0,2	0,3	0,4	0,5
Пшеница	1,41	1,43	13,8	24,8	37,4	51,4
Рожь	1,76	1,41	17,8	31,6	47,5	65,0
Овес	1,64	1,42	16,3	29,1	43,9	60,2
Ячмень	1,44	1,43	14,1	25,3	38,2	52,5
Кукуруза	0,67	1,55	5,4	10,2	15,9	22,4
Гречиха	1,76	1,41	17,8	31,6	47,5	65,0
Просо	2,34	1,38	24,9	43,7	65,0	87,0

Сопротивление всего слоя зерна:

$$H = H_{10} \frac{l}{10}, \quad (284)$$

где H_{10} – потери давления воздуха при толщине слоя зерна 10 мм, Па.

Установленную мощность N_d электродвигателя вентилятора определяют по методике, изложенной в главе II.

Глава VII. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ

§ 1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ, ОБЪЕМ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ

Объем и содержание исходных данных определяет руководитель проекта в зависимости от темы и задания на проектирование. Задание может предусматривать расчет и проектирование системы теплоснабжения для сельскохозяйственных производственных объектов и сельского населенного пункта.

В задании указывают месторасположение объекта проектирования и рельеф местности; перечень жилых, общественных и производственных зданий; технические характеристики и эксплуатационные показатели (строительный объем зданий, расчетные тепловые нагрузки, нормы расхода теплоносителя, производительность оборудования, производственная программа, число голов животных и т. д.).

К заданию прилагается генеральный план объекта проектирования.

На основании задания на проектирование и справочно-нормативной литературы студент оформляет таблицы исходных данных. В первой из них он приводит технические характеристики и эксплуатационные показатели зданий (в том числе расчетные температуры внутреннего воздуха), а во второй – климатологические данные: расчетные температуры наружного воздуха при проектировании отопления и вентиляции, среднюю температуру наружного воздуха за отопительный период, продолжительность отопительного периода и стояния температур наружного воздуха с интервалом 5 °С, среднегодовую температуру грунта.

Расчетно-пояснительная записка должна включать в себя следующие разделы: выбор системы теплоснабжения, расчет тепловых нагрузок, выбор источника теплоснабжения, определение годовых расходов теплоты и топлива, регулирование тепловых нагрузок, расчет расходов теплоносителя, выбор способа прокладки и конструктивных элементов сетей, гидравлический и тепловой расчеты тепловых сетей.

В соответствующих разделах основной части пояснительной записки необходимо представить графический материал: таблицы расчетных тепловых потоков по видам теплоносителя, графики зави-

симости тепловых мощностей потребителей теплоты от температуры наружного воздуха, годовой график расхода теплоты, графики центрального качественного регулирования отпуска теплоты и расходов теплоносителя, а также расчетную схему тепловых сетей.

В графической части следует выполнить генеральный план объекта с учетом тепловых сетей, продольный профиль главной расчетной магистрали, поперечные разрезы тепловых сетей, сделанные в двух-трех сечениях, и монтажную схему тепловых сетей.

Правила выполнения рабочих чертежей устанавливает ГОСТ 21.605–82 "СПДС. Сети тепловые (тепломеханическая часть). Рабочие чертежи".

§ 2. ВЫБОР СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Теплоснабжение сельских населенных пунктов с застройкой зданиями не ниже двух этажей, а также крупных сельскохозяйственных объектов рекомендуется осуществлять от централизованных систем теплоснабжения. Для усадебной застройки населенных пунктов следует отдавать предпочтение децентрализованным системам теплоснабжения.

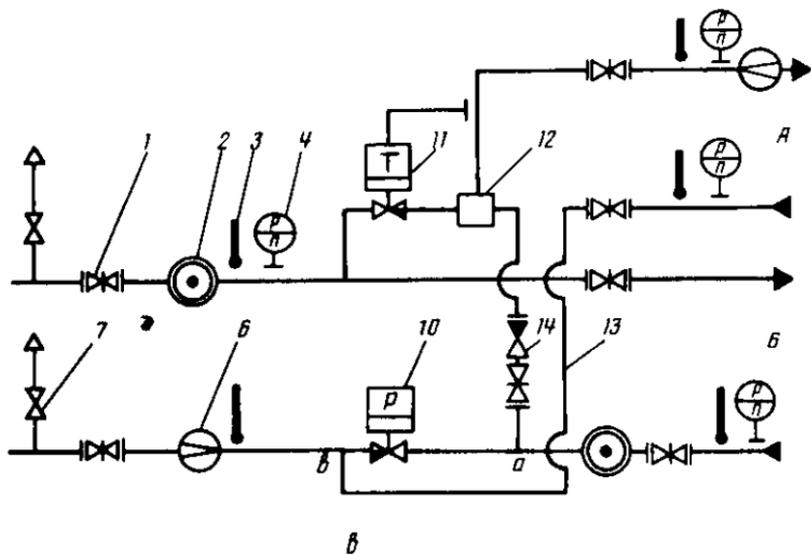
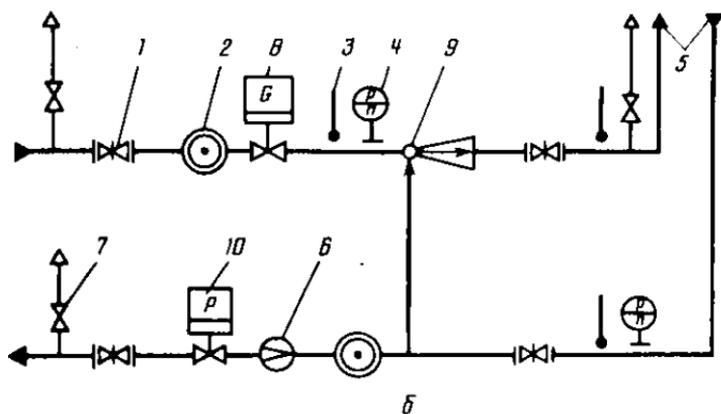
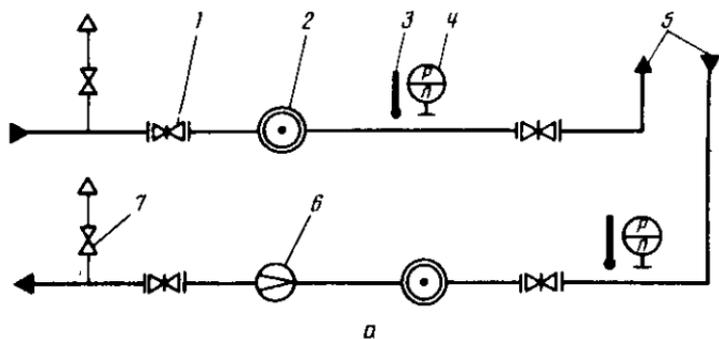
При подаче теплоты в системы отопления, вентиляции и горячего водоснабжения рекомендуется использовать водяные системы теплоснабжения. Обычно предусматривают двухтрубные системы: по подающему трубопроводу вода поступает к потребителям, а по обратному возвращается охлажденной в источник теплоснабжения.

В ряде случаев на сельскохозяйственных производственных объектах применяют трех- и четырехтрубные водяные системы теплоснабжения, в которых одна пара трубопроводов обеспечивает теплотой системы отопления и вентиляции, а другая (или один трубопровод) – системы горячего водоснабжения и производственные потребители.

Для упрощения устройства тепловых пунктов желательно использовать системы теплоснабжения с зависимым (непосредственным) присоединением оборудования отопления к тепловым сетям (рис. 23, а).

Чтобы снизить температуру воды, подаваемую в систему отопления, используют тепловые пункты с элеватором (рис. 23, б). Требуемая температура воды достигается путем подмешивания в элеваторе обратной (охлажденной) воды к горячей, поступающей из тепловых сетей.

Для удовлетворения спроса в горячем водоснабжении сельскохозяйственных потребителей следует предусматривать открытые системы теплоснабжения с непосредственным отбором горячей воды из тепловой сети. В тепловом пункте открытой системы теплоснабжения (см. рис. 23, в) устанавливают смеситель 12 для смешивания горячей воды с обратной. Линия 13 предназначена для циркуляции воды в системе горячего водоснабжения и предупреждения ее охлаждения



при отсутствии водоразбора. Для создания циркуляции воды необходимо, чтобы давление в точке *b* было меньше, чем в точке *a*.

Паровые системы теплоснабжения используют на предприятиях, потребляющих водяной пар на технологические нужды. При теплоснабжении сельскохозяйственных предприятий сооружают однотрубные паровые системы (как с возвратом, так и без возврата конденсата).

На производственных объектах, в которых основной тепловой нагрузкой являются технологические потребители водяного пара, следует использовать единый теплоноситель — водяной пар. В ряде случаев (например, при теплоснабжении животноводческих ферм и комплексов) применяют два теплоносителя: водяной пар для технологических потребителей и горячую воду для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. В связи с этим предусматривают водяную и паровую системы теплоснабжения на базе паровой котельной установки.

§ 3. РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК

Тепловые нагрузки систем теплоснабжения характеризуются расчетными тепловыми мощностями потребителей теплоты, определенными для максимально холодного зимнего периода.

Расчетные тепловые мощности рекомендуется принимать на основании проектов систем отопления, вентиляции, горячего водоснабжения и технологического теплоснабжения соответствующих зданий и объектов.

При отсутствии проектных материалов и необходимых данных допускается выполнять расчет по укрупненным показателям и нормам расходов теплоты и теплоносителя. Полученные значения могут быть использованы для проектирования источника теплоснабжения и тепловых сетей.

Тепловые мощности систем отопления Φ_0 , кВт, и вентиляции Φ_v , кВт, рассчитывают, используя укрупненные показатели — удельные характеристики:

$$\Phi_0 = q_0 V (t_v - t_{н.о}) 10^{-3}; \quad (285)$$

Рис. 23. Схемы теплового пункта:

a — при зависимом присоединении системы отопления; *б* — с элеватором; *в* — при открытой системе теплоснабжения; 1 — задвижка; 2 — грязевик; 3 — термометр; 4 — манометр; 5 — трубопроводы в систему отопления; 6 — водомер; 7 — продувочный вентиль; 8, 10 и 11 — регуляторы расхода, давления и температуры; 9 — элеватор; 12 — смеситель системы горячего водоснабжения; 13 — циркуляционная линия; 14 — обратный клапан; А — в систему горячего водоснабжения; Б — в систему отопления.

$$\Phi_B = q_B V (t_B - t_{н.в}) 10^{-3}, \quad (286)$$

где q_0 и q_B — удельная отопительная и удельная вентиляционная характеристики, Вт/(м³ · К); V — строительный объем зданий, м³; t_B — расчетная температура внутреннего воздуха, °С; $t_{н.о}$ и $t_{н.в}$ — расчетные температуры наружного воздуха при проектировании отопления и вентиляции, °С.

В качестве расчетной температуры наружного воздуха принимают: среднюю температуру наиболее холодной пятидневки (параметр Б для холодного периода) при проектировании отопления и общеобменной вентиляции, совмещенной с системой воздушного отопления;

среднюю температуру наиболее холодного периода (параметр А для холодного периода) при проектировании общеобменной вентиляции.

Удельные тепловые характеристики зданий различного назначения приведены в литературе [3, 11, 14, 30]. Для животноводческих помещений целесообразно использовать удельную отопительно-вентиляционную характеристику $q_{о.в}$, представляющую собой сумму удельных отопительной и вентиляционной характеристик (табл. 39).

Тепловая мощность отопительно-вентиляционных систем животноводческих зданий, кВт:

$$\Phi_{о.в} = q_{о.в} V (t_B - t_{н.о}) 10^{-3}. \quad (287)$$

Средняя (за отопительный период) тепловая мощность системы горячего водоснабжения жилых и общественных зданий, кВт:

$$\Phi_{г.в}^c = 1,2 \frac{c_B m (a + b) (t_g - t_{х.з})}{24 \cdot 3600}, \quad (288)$$

где c_B — удельная теплоемкость воды, принимается равной 4,2 кДж/(кг · К); m — число человек в населенном пункте; a — среднесуточная норма расхода горячей воды в жилых зданиях на одного человека, кг/сут; b — среднесуточная норма расхода горячей воды в общественных зданиях на одного человека, кг/сут; t_g — температура горячей воды: для закрытых систем теплоснабжения 55 °С, для открытых 65 °С; $t_{х.з}$ — температура холодной воды в зимний период, °С ($t_{х.з} = 5$ °С).

Нормы расхода горячей воды на коммунально-бытовые нужды приведены в литературе [3, 11, 14, 30].

Тепловые нагрузки систем горячего водоснабжения технологических объектов рассматривают по группам технологических процессов, исходя из норм расхода теплоты или горячей воды на единицу продукции или оборудования, на одну голову животных и т. д. На животноводческих фермах и комплексах выделяют две группы процессов: а) мойка оборудования, приготовление жидких кормосмесей и уход за животными; б) тепловая обработка кормов.

Среднесуточную тепловую мощность системы горячего водоснаб-

39. Характеристики животноводческих зданий

Здания	Число голов (ското-мест)	Объем на 1 голову (ското-место), м ³	q _{о.в.} , Вт/(м ³ · К)	
			Интервал значений	Среднее арифметическое
Коровники	100, 200,	30...35	1,1...1,2	1,15
	100, 200, 400	39...43,4	0,44...0,7	0,53
Родильные на фермах КРС	48, 72, 90, 120	60...107	0,43...0,77	0,6
Здания для доращивания и откорма КРС	250...554	19...33	0,6...0,72	0,66
Телятники	780...860	13...18	1,06...1,54	1,27
Свинарники-откормочники	230...784	11...16,5	0,48...0,95	0,67
	500...3750	5,4...8,7	0,75...1,2	0,98
Свинарники для холостых и супоросных свиноматок	100...760	12...29	0,68...0,93	0,8
	280...1200	14...19	0,92...1,4	1,1
Свинарники-маточники	185...300	20...29	0,64...1,05	0,86
Свинарники для молодняка и поросят-отъемышей	60...480	27...107	0,51...0,81	0,63
	500...3750	5...8,7	0,63...1,15	0,89
Птичники для взрослых кур	2500...30 000	0,3...1,4	0,72...1,1	0,89
	480...12 000	1,7...3,8	0,63...0,86	0,79
Птичники для молодняка кур и бройлеров	4500...102 000	0,16...1,26	0,82...1,46	1,15

жения первой группы технологических процессов определяют по среднесуточным нормам потребления горячей воды, кВт:

$$\Phi_{г.в.}^c = \sum_{i=1}^n \frac{c_{в} m_i n_i (t_r - t_{х.з})}{24 \cdot 3600}, \quad (289)$$

где m_i — среднесуточная норма потребления горячей воды животными данной группы [11, 14, 39], кг/сут; n_i — число голов животных данной группы.

Среднесуточная тепловая мощность системы горячего водоснабжения кормоприготовительных отделений, кВт:

$$\Phi_{г.в.}^c = \sum_{i=1}^n \frac{c_{в} m_i M_i (t_r - t_{х.з})}{24 \cdot 3600}, \quad (290)$$

где m_i — удельный расход горячей воды на приготовление кормов заданного вида (табл. 40), кг воды на 1 кг корма; M_i — среднесуточная норма потребления кормов заданного вида, кг/сут.

Максимальные тепловые мощности систем горячего водоснабжения технологических потребителей, кВт:

$$\Phi_{г.в.}^M = \beta \Phi_{г.в.}^c, \quad (291)$$

где β — коэффициент часовой неравномерности (зависит от вида потребителей). Для систем горячего водоснабжения сельских населенных пунктов принимают $\beta = 2...2,4$; для систем

40. Нормы расхода водяного пара и воды в процессах кормоприготовления

Процесс	Вид кормов	Удельный расход, 1 кг воды (пара) на 1 кг корма		$t_p, ^\circ\text{C}$
		пар	вода	
Запаривание	Корнеплоды	0,2	—	—
	Зерно	0,3...0,4	1...1,5	5
	Пищевые отходы	0,3...0,4	1,5...2,5	45
	Солома	0,3...0,45	1,5...2,5	45
	Мука	0,3...0,5	1...1,5	5
Заваривание	Солома	—	1...1,5	95
Ослаживание	Зерно, мука	—	1,5...2,5	90

горячего водоснабжения по мойке оборудования, уходу за животными и приготовлению кормосмесей $\beta = 2,5$; для систем горячего водоснабжения кормоприготовительных отделений $\beta = 4,0$.

Тепловые нагрузки систем горячего водоснабжения в летний период рассчитывают по уравнению

$$\Phi_{г.в}^л = \alpha \Phi_{г.в} \frac{t_r - t_{х.л}}{t_r - t_{х.з}}, \quad (292)$$

где α — коэффициент, учитывающий снижение расхода горячей воды летом по сравнению с зимой: для жилых и общественных зданий — 0,8; для технологических потребителей — 1,0; $\Phi_{г.в}$ — тепловая мощность системы горячего водоснабжения в отопительный период, кВт; $t_{х.л}$ — температура холодной воды в летний период (принимается равной 15 °С), °С.

Тепловую мощность паровой системы теплоснабжения технологических потребителей рассчитывают на основании удельных норм расхода пара.

Тепловая мощность, кВт, паровой системы теплоснабжения кормоприготовительных отделений:

$$\Phi_{п} = \beta \sum_{i=1}^n \frac{m_{iп} M_i (h_{п} - h_{в})}{24 \cdot 3600}, \quad (293)$$

где $\beta = 4,0$; $m_{iп}$ — удельный расход пара (табл. 40), кг/кг; M_i — среднесуточная норма потребления кормов заданного вида, кг/сут; $h_{п}$ и $h_{в}$ — удельные энтальпии пара и питательной воды в котельной установке, кДж/кг.

По формуле (293) определяют тепловую мощность паровой системы теплоснабжения при пастеризации молока. Удельный расход пара 0,14...0,22 кг на 1 кг молока, вместо удельной энтальпии питательной воды используют удельную энтальпию конденсата, а вместо массы кормов — массу молока.

В технологических линиях доильно-молочных блоков предусматривают также пропаривание молочных фляг при удельном расходе пара 0,1...0,2 кг на одну флягу.

§ 4. ВЫБОР ИСТОЧНИКА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

При теплоснабжении сельскохозяйственных производственных объектов и сельских населенных пунктов используют паровые и водогрейные котельные агрегаты как низкого (с давлением вырабатываемого пара не более 0,17 МПа и температурой подогрева воды до 115 °С), так и более высокого давления. В системах централизованного теплоснабжения устанавливают паровые котельные агрегаты с давлением пара 1,37 МПа и температурой перегретого пара до 250 °С.

Основные технические характеристики котельных агрегатов, используемых при теплоснабжении сельскохозяйственных объектов, приведены в литературе [7, 11, 14, 19].

Тип и число устанавливаемых котельных агрегатов выбирают, исходя из мощности котельной установки, которая представляет собой сумму расчетных тепловых мощностей: систем отопления и вентиляции; систем технологического теплоснабжения (как водяных, так и паровых); горячего водоснабжения; собственных нужд котельной установки.

Учитывая расходы теплоты на собственные нужды котельной и теплопотери в сетях, следует принимать расчетную тепловую мощность котельной установки на 10...15 % больше суммы расчетных мощностей отопления и вентиляции, горячего водоснабжения и технологического теплоснабжения всех потребителей теплоты.

В таком случае расчетная паропроизводительность, т/ч, котельной установки

$$D = b(D_t + D_c), \quad (294)$$

где b — коэффициент, учитывающий расходы теплоты на собственные нужды и теплопотери в тепловых сетях (принимают 1,1...1,15); D_t — расход пара на технологическое теплоснабжение, т/ч; D_c — расход пара на подогрев сетевой воды, используемой при отоплении, вентиляции и горячем водоснабжении потребителей, т/ч:

$$D_c = \frac{\Phi_c \cdot 10^{-3}}{(h_n - h_k) \eta}. \quad (295)$$

Здесь Φ_c — суммарная расчетная тепловая мощность систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, кВт; h_n — удельная энтальпия используемого водяного пара, кДж/кг; h_k — удельная энтальпия конденсата при температуре насыщения, соответствующей давлению используемого пара, кДж/кг; η — КПД теплоиспользующего оборудования (принимают 0,97...0,99).

Рекомендуется устанавливать однотипные котельные агрегаты с одинаковой тепловой мощностью. Число стальных агрегатов должно быть не менее двух и не более четырех, чугунных — шести. Выбирая число агрегатов, следует учитывать, что при выходе из строя одного из них оставшиеся должны обеспечить 75...80 % расчетной тепловой мощности котельной установки.

§ 5. РАСЧЕТ ГОДОВЫХ РАСХОДОВ ТЕПЛОТЫ И ТОПЛИВА

Годовые расходы теплоты определяются суммой годовых расходов теплоты на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и технологическое теплоснабжение.

Расчетные формулы приведены в литературе [11, 16, 19, 39].

Годовой расход топлива системой теплоснабжения, кг или м³:

$$B = k \frac{Q^r}{Q_H^p \eta_k}, \quad (296)$$

где k — коэффициент запаса на неучтенные расходы теплоты ($k = 1,1 \dots 1,2$); Q^r — годовой расход теплоты, МДж; Q_H^p — теплота сгорания топлива, МДж/кг (для газообразного топлива Q_H^p — МДж/м³); η_k — КПД котельной установки: при работе на твердом топливе принимают 0,6, а на жидком и газообразном — 0,8.

§ 6. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК

Регулирование тепловых нагрузок подразделяется на центральное, местное и индивидуальное. Центральное регулирование выполняют в источнике теплоснабжения, местное — в абонентских вводах (тепловых пунктах), индивидуальное — непосредственно у теплопотребляющего оборудования (например, изменяя расход теплоносителя через калорифер или отопительный прибор).

В системах теплоснабжения сельскохозяйственных объектов основной является тепловая нагрузка систем отопления. В связи с этим предусматривают центральное регулирование по отопительной нагрузке на основании температурных графиков, с помощью которых определяют зависимость температуры воды в трубопроводах тепловых сетей от температуры наружного воздуха (или от тепловой нагрузки).

При построении графиков принимают:

начало и окончание отопительного периода при температуре наружного воздуха $t_{н.г} = 8^\circ\text{C}$ для жилых, общественных и производственных зданий, отопительная нагрузка которых прямо пропорциональна разности температур внутреннего и наружного воздуха;

расчетную температуру внутреннего воздуха в жилых помещениях $t_{в} = 18^\circ\text{C}$, в производственных зданиях $t_{в} = 16^\circ\text{C}$;

расчетную температуру воды в обратном трубопроводе $t'_{2,0} = 70^\circ\text{C}$;

расчетную температуру воды в подающем трубопроводе $t'_{1,0} = 150^\circ\text{C}$ (допускаются также 95, 110, 120, 130 и 140 $^\circ\text{C}$).

Расчетные температуры воды соответствуют расчетной (максимальной) тепловой мощности систем отопления.

Для зданий со значительными тепловыделениями или расходами теплоты внутри помещений необходимо определить из уравнения теплового баланса граничную температуру начала (или окончания) отопительного периода.

При зависимой схеме присоединения систем отопления и использовании конвективно-излучающих отопительных приборов темпера-

туры воды в подающем и обратном трубопроводах тепловых сетей рассчитывают по формулам:

$$\tau_{1,0} = t_{в} + \Delta t'_0 \bar{Q}_o^{0,8} + (\delta \tau'_0 - 0,5\theta') \bar{Q}_o \quad (297)$$

$$\tau_{2,0} = t_{в} + \Delta t'_0 \bar{Q}_o^{0,8} - 0,5\theta' \bar{Q}_o \quad (298)$$

где $\Delta t'_0$ — расчетный температурный напор в отопительных приборах, °С; $\delta \tau'_0$ — расчетная разность температур сетевой воды в трубопроводах на тепловом пункте, °С; θ' — расчетная разность температур воды в отопительной системе; \bar{Q}_o — относительная отопительная нагрузка (по отношению к расчетной при температуре наружного воздуха $t_{н,0}$).

Значения температурного напора и разностей температур вычисляют с учетом расчетных температур воды в трубопроводах:

$$\Delta t'_0 = 0,5 (\tau'_{3,0} + \tau'_{2,0}) - t_{в}; \quad (299)$$

$$\delta \tau'_0 = \tau'_{1,0} - \tau'_{2,0}; \quad (300)$$

$$\theta' = \tau'_{3,0} - \tau'_{2,0} \quad (301)$$

где $\tau'_{3,0}$ — расчетная температура воды в подающем трубопроводе отопительной системы (после смешительного устройства), °С.

Относительная отопительная нагрузка для зданий, в которых потребляемая мощность прямо пропорциональна разности температур внутреннего и наружного воздуха:

$$\bar{Q}_o = (t_{в} - t_{н}) / (t_{в} - t_{н,0}), \quad (302)$$

где $t_{н}$ — текущая температура наружного воздуха, °С.

Для животноводческих и других зданий, на тепловой режим которых значительно влияют тепловыделения от животных или оборудования, относительную отопительную нагрузку определяют на основании теплового баланса помещений.

Температуру воды в подающем трубопроводе отопительной системы рассчитывают с учетом смешительных устройств:

$$\tau_{3,0} = t_{в} + \Delta t'_0 \bar{Q}_o^{0,8} + 0,5\theta' \bar{Q}_o. \quad (303)$$

Характеристикой смешительного устройства служит коэффициент смешения, который равняется отношению расходов воды из обратного и подающего трубопроводов тепловой сети. Его вычисляют по расчетным температурам воды:

$$u_p = \frac{\tau'_{1,0} - \tau'_{3,0}}{\tau'_{3,0} - \tau'_{2,0}}. \quad (304)$$

При непосредственном присоединении без смесительных устройств:

$$\tau'_{1.0} = \tau'_{3.0}, \tau_{1.0} = \tau_{3.0}, \delta \tau'_0 = \theta'. \quad (305)$$

В случае использования калориферных установок воздушного отопления температуру воды при построении отопительного графика вычисляют по формулам

$$\tau_{1.0}' = t_{в} + (\tau'_{1.0} - t_{в}) \bar{Q}_0; \quad (306)$$

$$\tau_{2.0} = \tau_{1.0} - (\tau'_{1.0} - \tau'_{2.0}) \bar{Q}_0. \quad (307)$$

При наличии систем горячего водоснабжения температуру воды в подающем трубопроводе открытых систем теплоснабжения принимают не ниже 60 °С, закрытых – не ниже 70 °С. Минимально допустимая температура сетевой воды должна быть не ниже значения требуемой температуры воды в системе горячего водоснабжения.

В связи с этим проводят спрямление ("срезку") температурного графика. Нижняя его часть имеет вид горизонтальной линии, проведенной при вышеуказанной температуре. Температуру наружного воздуха, соответствующую точке "излома" графика, обозначают как $t_{н.н}$. При температурах наружного воздуха выше $t_{н.н}$ поддерживается постоянная температура не только в подающем, но и обратном трубопроводе тепловой сети.

Температурный график, имеющий "срезку" в нижней части, называют отопительно-бытовым.

Регулирование тепловой нагрузки в системе горячего водоснабжения рассчитывают по средней (среднечасовой) тепловой мощности горячего водоснабжения при наличии баков-аккумуляторов или по расчетной (максимальной) при их отсутствии.

В закрытых системах теплоснабжения сельскохозяйственных объектов обычно используют параллельную схему включения водоподогревателей систем горячего водоснабжения относительно систем отопления [4, 49].

В открытых системах теплоснабжения предусматривают разбор воды: из подающего трубопровода при температуре сетевой воды 60 °С; из подающего и обратного трубопроводов через смеситель при температуре сетевой воды выше 60 °С; только из обратного трубопровода при температуре обратной воды не ниже 60 °С.

Доля водоразбора из подающего трубопровода (по отношению к расходу воды на горячее водоснабжение):

$$u_r = \frac{t_r - \tau_{2.0}}{\tau_{1.0} - \tau_{2.0}}, \quad (308)$$

где t_r – температура горячей воды, °С.

При центральном регулировании по отопительной нагрузке расход сетевой воды на отопление остается постоянным, а расход на горячее водоснабжение изменяется в течение суток: он устанавливается местными регуляторами расхода на тепловых пунктах. Данные для построения температурных графиков содержатся в литературе [3, 16, 30].

Средняя температура воды в обратном трубопроводе тепловых сетей:

$$\tau_{2, \text{ср}} = \frac{M_o \tau_{2,0} + M_v \tau_{2,в} + M_{г.в} \tau_{2,г.в}}{M_o + M_v + M_{г.в}}, \quad (309)$$

где M_o , M_v и $M_{г.в}$ — расходы сетевой воды системами отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, кг/с; $\tau_{2,г.в}$ — температура обратной воды после водоподогревателей, °С.

В случае использования открытых систем теплоснабжения расход горячей воды не учитывают при расчете средней температуры $\tau_{2, \text{ср}}$.

§ 7. РАСЧЕТ РАСХОДОВ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Расходы теплоносителя на сетях и потребителях теплоты вычисляют по соответствующим тепловым нагрузкам и температурам воды до и после потребителей.

Расходы воды на системы отопления (в том числе и на системы воздушного отопления, совмещенные с вентиляцией) определяют при расчетной температуре наружного воздуха:

$$M'_o = \frac{\Phi'_o}{c_v (\tau'_{1,0} - \tau'_{2,0})}, \quad (310)$$

где Φ'_o — расчетная тепловая мощность системы отопления, кВт; c_v — удельная теплоемкость воды, кДж/(кг · К).

Расчетный расход воды на калориферные установки общеобменной вентиляции вычисляют при температуре $t_{н,в}$:

$$M''_в = \frac{\Phi''_в}{c_v (\tau''_{1,0} - \tau''_{2,в})}, \quad (311)$$

где $\Phi''_в$ — расчетная тепловая мощность системы вентиляции, кВт; $\tau''_{1,0}$ — расчетная температура сетевой воды при температуре наружного воздуха $t_{н,в}$, °С; $\tau''_{2,в}$ — расчетная температура воды на выходе из калориферов при температуре наружного воздуха $t_{н,в}$ ($\tau''_{2,в} = 60$ °С), °С.

Расчетный расход воды на горячее водоснабжение в закрытых системах теплоснабжения при параллельной схеме включения водоподогревателей определяют в точке "излома" отопительно-бытового графика:

$$M'''_{г.в} = \Phi_{г.в}^M / [c_v (\tau'''_{1,0} - \tau'''_{2,г.в})], \quad (312)$$

где $t''_{1,0}$ — температура сетевой воды в точке "излома" температурного графика; $t''_{2,г.в}$ — температура воды на выходе из водоподогревателя; при отсутствии проектных данных $t''_{2,г.в} = 30$ °С.

Расходы сетевой воды на горячее водоснабжение вычисляют при открытой системе теплоснабжения по формулам

$$M_{г.в}^{cp} = \Phi_{г.в}^{cp} / [c_{в} (t_{г} - t_{х.с})];$$

$$M_{г.в}^m = \Phi_{г.в}^m / [c_{в} (t_{г} - t_{х.с})]. \quad (313)$$

Суммарные расходы сетевой воды M_p , кг/с, рассчитывают следующим образом:

а) в закрытых системах при параллельном присоединении водоподогревателей и центральном качественном регулировании по отопительной нагрузке

$$M_p = M'_o + M''_в + M'''_{г.в}; \quad (314)$$

б) в открытых системах при центральном качественном регулировании по отопительной нагрузке

$$M_p^n = M_p^{об} = M'_o + M''_в + 0,6M_{г.в}^{cp}, \quad (315)$$

где M_p^n и $M_p^{об}$ — расходы воды в подающем и обратном трубопроводах, кг/с.

§ 8. ВЫБОР СПОСОБА ПРОКЛАДКИ И КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Надземную прокладку в основном применяют на территориях, не подлежащих застройке, на площадках предприятий, а также при плохих гидрогеологических условиях (например, при высоком уровне грунтовых вод). Ее выполняют на низких опорах, мачтах и эстакадах, кронштейнах, установленных в стенах зданий.

Для тепловых сетей с трубопроводами с условным диаметром не более 500 мм преимущественно используют бесканальную прокладку.

Трассу тепловых сетей следует предусматривать в специально отведенных технических полосах параллельно улицам и дорогам вне проезжей части и зоны зеленых насаждений.

Подробные указания по выбору трассы тепловых сетей и по построению их продольного профиля содержатся в литературе [16, 35].

После выбора способа прокладки, трассы тепловых сетей и предварительного гидравлического расчета трубопроводов, заключающегося в расчете диаметров, разрабатывается монтажная схема тепловых сетей. Монтажная схема изображается в две линии, причем подающий трубопровод располагается справа по отношению к обратному по ходу теплоносителя.

Составление монтажной схемы заключается в расстановке по трассе неподвижных опор, компенсаторов и запорно-регулирующей арматуры. Монтажные схемы сетей и узлов трубопроводов выполняют без масштаба. Элементам сетей присваивают обозначения, состоящие из марки и порядкового номера по маркам (например, УТ4, Н15).

Марки элементов сети:

Узлы трубопроводов – УТ

П-образные компенсаторы – К

Углы поворота – УП

Неподвижные опоры вне узлов трубопровода – Н

На схемах сетей указывают трубопроводы, арматуру, компенсаторы, неподвижные опоры, углы поворота, спуски труб, точки дренажа, маркировку элементов и их нумерацию, направление уклона.

Запорная арматура должна быть установлена:

на всех трубопроводах выводов тепловых сетей от источников теплоснабжения;

на трубопроводах ответвлений к отдельным зданиям;

на трубопроводах узлов ответвлений при условном диаметре трубопровода не менее 100 мм;

на трубопроводах водяных тепловых сетей на расстоянии не более 1000 м друг от друга с устройством между подающим и обратным трубопроводами перемычки диаметром 30 % от диаметра трубопровода;

на перемычке (две задвижки и спускной контрольный вентиль между ними).

§ 9. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Основные задачи гидравлического расчета при проектировании тепловых сетей – определение диаметров трубопроводов, потерь давления (напора) по всей сети и на отдельных ее участках, а также давлений (напоров) в различных точках тепловых сетей.

Результаты гидравлического расчета используют для выбора насосов, оборудования тепловых пунктов и для построения пьезометрических графиков.

Расчетную схему выполняют в одну линию с выделением отдельных участков. Расход теплоносителя в пределах каждого участка остается постоянным; границами участков являются ответвления (узлы ответвлений).

В качестве главной расчетной магистрали выбирают наиболее нагруженную и протяженную, соединяющую источник теплоснабжения с наиболее удаленным потребителем.

Для каждого расчетного участка выносят горизонтальную линию, над ней проставляют расход теплоносителя M , кг/с, а под ней длину участка l , м. В кружке у горизонтальной линии указывают номер участка. Нумеруют участки вначале на главной магистрали, а затем на ответвлениях и других магистралях.

После составления расчетной схемы принимают удельные потери давления по длине R_d : для расчетной главной магистрали водяных тепловых сетей – 30...80 Па/м; ответвлений водяных тепловых сетей – по располагаемому давлению, но не более 300; паропроводов – 70...150; конденсаторов – 20...60 Па/м.

При определении диаметров трубопроводов скорость теплоносителя не должна превышать предельно допустимого значения (табл. 41).

41. Допустимые скорости теплоносителей

Диаметр трубопровода d_y , мм	Скорость, м/с			
	горячая вода	конденсат	перегретый пар	насыщенный пар
До 200	3,5	3,5	50	35
Более 200	3,5	3,5	80	60

Для упрощения гидравлических расчетов составлены таблицы и номограммы [3, 16, 30].

§ 10. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ СЕТЕЙ

Задачи теплового расчета сетей: расчет теплотерь; выбор конструкции теплоизоляционного покрытия; определение падения температуры теплоносителя.

В качестве теплоизоляционного материала широко распространена минеральная вата, из которой изготавливают маты, плиты, цилиндры и полуцилиндры.

Вулканитовые и соевитовые изделия используют при тепловой изоляции трубопроводов воздушной прокладки в виде плит и полуцилиндров.

При бесканальной прокладке необходимо предусматривать монолитные теплоизоляционные конструкции из армированного пенобетона (табл. 42), битумоперлита, битумокерамзита и т. д.

Теплопроводность, Вт/(м · К), различных видов тепловой изоляции рассчитывают с учетом влияния уплотнения материалов, а также крепежных изделий и швов теплоизоляционного покрытия:

$$\lambda = \lambda_0 + b t_{cp}, \quad (316)$$

где λ_0 – теплопроводность при $t_{cp} = 0$ °С, Вт/(м · К); b – температурный коэффициент, Вт/(м · К · °С); t_{cp} – средняя температура теплоизоляционного слоя, °С.

Значения λ_0 и b приведены в таблице 43.

Допускается считать среднюю температуру теплоизоляционного слоя на 10 % больше среднеарифметического из температур теплоноси-

теля и окружающей среды. После завершения расчета теплоизоляционной конструкции необходимо определить температуру наружной ее поверхности и уточнить значение теплопроводности.

Тепловой поток при теплопотерях, Вт, рассчитывают по формуле

$$\Phi = q l \beta_T, \quad (317)$$

где q — линейная плотность теплового потока, Вт/м; l — длина трубопровода, м; β_T — поправочный коэффициент, учитывающий дополнительные тепловые потери компенсаторами, опорами и арматурой (для бесканальных прокладок принимается равным 1,15; для канальных — 1,2 и для надземных трубопроводов — 1,25).

42. Толщина изоляции из армированного пенобетона

Наружный диаметр трубопровода, мм	Толщина изоляции трубопровода, мм	
	подающего	обратного
57	74	74
76	64,5	64,5
89	84	58
108	74,5	74,5
133	88	62
159	75	75
219	93,5	70
273	93,5	66,5

43. Технические характеристики теплоизоляционных изделий

Теплоизоляционные изделия	Марка	λ_0 , Вт/(м · К)	b , Вт/(м · К · °С)
---------------------------	-------	--------------------------	-----------------------

Из минеральной ваты

Маты:			
вертикально-слоистые	100	0,04	0,00031
прошивные	100	0,045	0,00021
	125	0,049	0,00020
Плиты на синтетическом связующем			
	75	0,043	0,00022
	125	0,044	0,00021
	175	0,052	0,00020
Цилиндры и полуцилиндры на синтетическом связующем			
	100	0,049	0,00021
	150	0,051	0,00020
	200	0,053	0,00019

Из других материалов

Вулканитовые			
	350	0,079	0,00015
	400	0,084	0,00015
Совелитовые			
	350	0,075	0,00015
	400	0,078	0,00015

Монолитные

Армированный пенобетон	—	0,105	0,00023
Битумоперлит	—	0,12	0,00020

Линейная плотность теплового потока:

$$q = (t - t_0)/R, \quad (318)$$

где t – расчетная температура теплоносителя, °С; t_0 – расчетная температура окружающей среды, °С; R – полное термическое сопротивление теплопровода, м · К/Вт.

При тепловом расчете следует принимать за расчетную температуру теплоносителя:

для водяных тепловых сетей – среднюю за год температуру горячей воды;

для паровых тепловых сетей – максимальную температуру водяного пара;

для конденсатопроводов и сетей горячего водоснабжения – максимальную температуру конденсата или воды.

В качестве расчетной температуры окружающей среды при наземной прокладке необходимо принимать среднегодовую температуру наружного воздуха, а при подземной – среднюю за год температуру почвы на глубине заложения тепловых сетей. Среднегодовая температура почвы 6...10 °С.

Термическое сопротивление надземных трубопроводов:

$$R = R_{из} + R_n, \quad (319)$$

где $R_{из}$ – термическое сопротивление теплоизоляционного покрытия, м · К/Вт; R_n – термическое сопротивление теплоотдаче на наружной поверхности, м · К/Вт.

Термическое сопротивление теплоизоляционного покрытия:

$$R_{из} = \frac{1}{2\pi \lambda_{из}} \ln \frac{d_n}{d_b}, \quad (320)$$

где $\lambda_{из}$ – теплопроводность теплоизоляционного изделия Вт/(м · К); d_n и d_b – наружный и внутренний диаметры теплоизоляционного покрытия, м.

Термическое сопротивление теплоотдаче на наружной поверхности:

$$R_n = 1/(\pi d_n \alpha_{н.п}), \quad (321)$$

где $\alpha_{н.п}$ – коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности покрытия, Вт/(м² · К).

При прокладке на открытом воздухе

$$\alpha_{н.п} = 11,6 + 7\sqrt{v}. \quad (322)$$

Здесь v – скорость ветра, м/с ($v = 5...7$ м/с).

Термическое сопротивление при однетрубной бесканальной прокладке, м · К/Вт:

$$R = R_{из} + R_r, \quad (323)$$

где R_r – термическое сопротивление грунта, м · К/Вт:

$$R_r = \frac{1}{2\pi\lambda_r} \ln \left[2 \frac{h_0}{d_H} + \sqrt{4 \left(\frac{h_0}{d_H} \right)^2 - 1} \right]. \quad (324)$$

Здесь λ_r — теплопроводность грунта, Вт/(м·К); h_0 — глубина заложения оси трубопровода, м.

Теплопроводность грунта зависит от его вида, плотности и влажности. Она может быть принята равной для песчаных грунтов 1,1 Вт/(м·К), для глинистых — 1,75 и для высоковлажных — 2,3 Вт/(м·К).

Особенности расчета двухтрубной бесканальной прокладки обусловлены взаимным влиянием температурных полей, образующихся вокруг каждого трубопровода. В расчет полных термических сопротивлений вводится условное термическое сопротивление, м·К/Вт:

$$R_{усл} = \frac{1}{2\pi\lambda_r} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2h_0}{b} \right)^2}, \quad (325)$$

где b — расстояние по горизонтали между осями трубопроводов, м.

При этом для каждого из них:

$$R = R_{из} + R_r + \psi R_{усл}, \quad (326)$$

где ψ — коэффициент, определяющий дополнительное термическое сопротивление:

$$\psi_1 = \frac{(t_2 - t_0) R'_1 - (t_1 - t_0) R_{усл}}{(t_1 - t_0) R'_2 - (t_2 - t_0) R_{усл}}; \quad (327)$$

$$\psi_2 = 1/\psi_1. \quad (328)$$

Здесь ψ_1 и ψ_2 — коэффициенты для первого и второго трубопроводов; R'_1 и R'_2 — термические сопротивления трубопроводов, вычисленные по уравнению (323); t_1 и t_2 — расчетные температуры теплоносителей в первом и втором трубопроводах.

Толщину основного слоя теплоизоляционной конструкции следует определять по нормам потерь теплоты (табл. 44) или по заданному (допускаемому) перепаду температур теплоносителя в тепловых сетях.

Нормы потерь теплоты при подземной прокладке трубопроводов приведены для непроходных каналов и бесканальной прокладки при температуре грунта на глубине заложения.

Нормы потерь теплоты при надземной прокладке соответствуют температуре окружающего воздуха 5 °С. При других расчетных температурах воздуха следует ввести поправочный коэффициент $\varphi = (t - t_a)/(t - 5)$, где t — температура теплоносителя, °С; t_a — температура воздуха, °С.

При максимальной температуре горячей воды 95 °С и минимальной ее температуре 40 °С допустимо применять среднегодовую температуру теплоносителя 65 °С; соответственно при 150 °С и 70 °С — 90 °С.

44. Нормы потерь теплоты (q_n) для водяных тепловых сетей, Вт/м

Наружный диаметр трубы, мм	Подземная прокладка				Надземная прокладка			
	Среднегодовая температура теплоносителя, °С							
	50	65	90	100	50	70	100	150
32	23	29	37	44	17	28	36	54
57	29	36	46	55	24	32	46	67
76	34	40	52	62	29	38	52	77
89	36	44	57	66	33	42	58	82
108	40	49	63	72	36	48	64	90
159	49	60	76	87	44	56	76	109
219	59	72	92	106	53	66	91	128
273	70	84	105	120	62	77	101	145
325	79	94	116	134	70	88	116	163

Нормы потерь теплоты (q_n) при надземной прокладке паропроводов:

Наружный диаметр трубы, мм	57	76	89	108	133	159	219	273	325
Нормы потерь теплоты, Вт/м	116	128	140	152	168	180	210	240	268

Нормы потерь теплоты приведены для расчетной разности температур пара и воздуха, равной 200 °С. При других значениях необходимо использовать поправочный коэффициент $\varphi = (t - t_n)/200$.

При подземной прокладке паропроводов следует использовать данные таблицы 44.

Практикой проектирования установлена предельная толщина теплоизоляционного слоя (табл. 45), при которой массовые нагрузки на опоры не превышают допустимых.

45. Предельная толщина теплоизоляционного слоя, мм

Условный проход трубы, мм	Надземная прокладка	Подземная прокладка в непроходных каналах	
		водяные и конденсатные трубопроводы	паропроводы
25	70	60	70
50	100	80	100
100	150	90	150
150	160	100	160
200	180	100	180
250	180	100	180
300	190	100	190

При бесканальной прокладке толщину теплоизоляционного слоя не нормируют.

Толщину теплоизоляционного покрытия по заданным нормам потерь теплоты рассчитывают на основании требуемого термического сопротивления теплопровода:

$$R = (t - t_o)/q_n. \quad (329)$$

После расчета составляющих термических сопротивлений вычисляют термическое сопротивление теплоизоляционного покрытия по формулам (319), (323), (326), а затем толщину тепловой изоляции по уравнению (320).

Для уточнения средней температуры материала теплоизоляционного слоя определяют температуру на наружной поверхности теплоизоляционной конструкции:

$$t_{из} = t - (t - t_o) \frac{R_{из}}{R}. \quad (330)$$

Глава VIII. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ И ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ ОТ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ

§ 1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ ЗДАНИЙ С ПАССИВНЫМ СОЛНЕЧНЫМ ОБОГРЕВОМ

Исходные данные и объем проектирования. В задании на проектирование должны содержаться следующие исходные данные: место расположения объекта проектирования, конструктивные характеристики здания, продолжительность отопительного периода и средняя температура отопительного периода.

У систем пассивного солнечного отопления (ПСО) наибольшая тепловая эффективность в районах со значительным количеством солнечных дней. Эти системы целесообразно сооружать в удаленных от транспорта районах, а также в местах с затрудненной доставкой топлива.

Здания с ПСО следует размещать так, чтобы его гелиоприемные поверхности ("стены Тромба", рис. 24) имели южную ориентацию, не были затенены, а в отопительный период находились в зоне прямого солнечного облучения. Перед тепловоспринимающей стеной устанавливают одно-, двух- или трехслойное остекление.

В жилых зданиях, где нет связи между помещениями южной и северной сторон, рекомендуется использовать вентиляционные каналы для обеспечения перетока холодного и теплого воздуха.

В летний период в помещениях с системами ПСО может наблюдаться перегрев. Поэтому следует применять установки для интенсивного проветривания, а также солнцезащитные устройства.

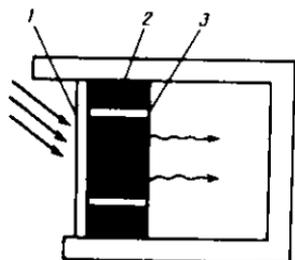


Рис. 24. Схема системы пассивного солнечного отопления "стена Тромба":

1 — солнечная радиация; 2 — стена; 3 — вентиляционные каналы.

В установках с ПСО рекомендуется резервная система отопления с автоматическим отпуском теплоты.

При проектировании систем отопления рассчитывают количество теплоты солнечного излучения, поглощаемой поверхностью здания, и коэффициент эффективности передачи теплоты солнечной радиации.

Графическая часть включает в себя схему отопления и конструкцию здания со "стеной Тромба". Рекомендации по оформлению курсовой работы приведены в приложении 1. Расчет выполняют в соответствии с методикой, изложенной в литературе [25].

Определение расчетных параметров. Для заданного географического пункта устанавливают значения следующих параметров:

а) расчетную географическую широту φ град с. ш., которую принимают по СНиП 2.04.05–86 [36];

б) продолжительность отопительного периода $n_{o.п.}$, сут, и среднюю температуру отопительного периода $t_{o.п.}$, °С, принимаемые по СНиП 2.01.01–82 [37];

в) число M расчетных месяцев отопительного периода и продолжительность m , сут, каждого месяца.

Для определения указанных величин по СНиП 2.01.01–82 для данной местности выбирают месяцы со среднемесячной температурой наружного воздуха $t_n < 8$ °С. Если их общая продолжительность $n_{\Sigma} > n_{o.п.}$, то в качестве расчетного отопительного периода принимают только эти месяцы. При этом число расчетных суток для двух крайних месяцев:

$$m = m_k - 0,5 (n_{\Sigma} - n_{o.п.}), \quad (331)$$

где m_k — число календарных дней в месяце.

Если $n_{\Sigma} < n_{o.п.}$, то к расчетным добавляют два ближайших месяца с количеством расчетных суток:

$$m = 0,5 (n_{o.п.} - n_{\Sigma}). \quad (332)$$

Определение количества теплоты солнечной радиации, поглощенной системой ПСО. В качестве элемента здания, поглощающего солнечную радиацию, принимают теплоприемник типа "стены Тромба".

Теплота солнечной радиации, поступающая в помещение через

остекление и поглощенная наружной поверхностью стены – теплоприемника, МДж/м², в течение каждого расчетного месяца единицей поверхности системы ПСО:

$$q_{\text{полг}} = k_{\text{пер}} k_{\text{заг}} \beta_{\text{с.з}} [(\tau\alpha)_s P_s f_s k_{\text{инс}} S' + (\tau\alpha)_\alpha P_\alpha f_\alpha k_{\text{овл}} D + r(\tau\alpha)_r P_r f_r (S' + D)], \quad (333)$$

где S' и D – месячные суммы соответственно прямой и рассеянной солнечной радиации, падающей на горизонтальную поверхность. Их определяют по данным Справочника [29].

Для месяцев, в которых $m < m_{\text{к}}$, найденные по Справочнику величины следует умножить на $m/m_{\text{к}}$. Необходимо указать, что в Справочнике [29] месячные суммы солнечной радиации приведены в ккал/см². Для пересчета этих данных в СИ следует использовать соотношение 1 ккал/см² = 41,83 МДж/м².

Приведенная поглощающая способность для прямой радиации:

$$(\tau\alpha)_s (\tau\alpha)_1 (\tau/\tau_1)_{\theta_c} (\alpha/\alpha_1)_{\theta_r}, \quad (334)$$

где величины $(\tau/\tau_1)_{\theta_c}$ и $(\alpha/\alpha_1)_{\theta_r}$ находят по графикам (рис. 25, 26) в зависимости от среднемесячного угла падения солнечной радиации на светопрозрачную поверхность θ_c и теплопоглощающую поверхность θ_r . Значения этого угла при угле наклона поверхности 90° и азимуте поверхности 0,0 приведены в таблице 46.

Приведенная способность системы при падении солнечной радиации перпендикулярно к поверхности:

$$(\tau\alpha)_1 = \tau_1 \alpha_1 / [1 - (1 - \alpha_1) \tau_{\text{с.п}}]. \quad (335)$$

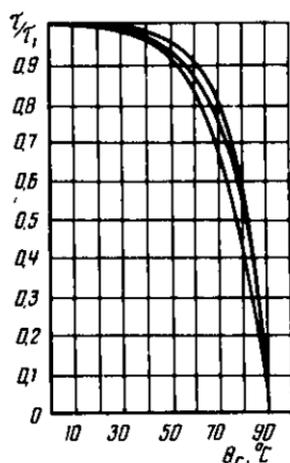


Рис. 25. Зависимость τ/τ_1 от угла падения излучения и числа слоев светопрозрачного покрытия.

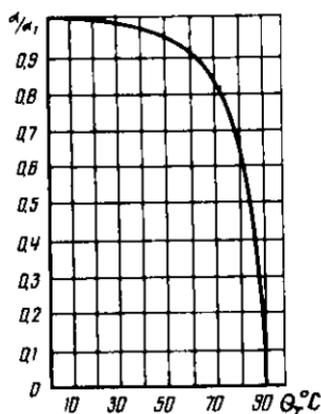


Рис. 26. Зависимость α/α_1 от угла падения излучения.

46. Средний угол падения прямой солнечной радиации на поверхность системы ПСО (градусы) при угле наклона 90° и азимуте поверхности 0,0

Широта, град	Месяцы											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
35	42	51	60	70	77	80	79	73	64	54	45	40
40	38	47	57	66	73	76	75	69	61	51	41	37
45	35	44	54	63	70	72	71	66	58	49	37	33
50	31	41	52	60	66	69	68	63	56	46	34	29
55	27	38	50	57	63	66	65	59	53	42	29	24
60	22	34	47	55	60	62	61	57	52	39	25	20

Коэффициент пропускания остекления:

$$\tau_1 = \frac{1-\rho}{1+(2n-1)\rho} \exp(-\chi n \delta_c), \quad (336)$$

где ρ – коэффициент отражения (для стекла $\rho = 0,043$); n – число слоев остекления; δ_c – толщина каждого слоя, см; χ – коэффициент ослабления солнечной радиации в слое. Для оконного стекла $\chi = 0,16 \text{ см}^{-1}$.

Отражательная способность светопрозрачных покрытий равна 0,16; 0,24 и 0,29 соответственно для одного, двух и трех слоев остекления.

Коэффициент поглощения солнечной радиации поверхности теплоприемника α_1 для случая зачерненной стены: $\alpha_1 = 0,9$.

Приведенные поглощающие способности для рассеянной ($\tau\alpha/d$) и отраженной ($\tau\alpha$), радиаций определяют по формуле (334), полагая, что $\theta_c = \theta_\tau = 60^\circ$.

В формуле (333) P_s , P_α и P_r – коэффициенты положения светопрозрачной поверхности соответственно для прямой, рассеянной и отраженной радиаций.

Значение P_s определяют по таблице 47.

Значения P_α и P_r находят по следующим формулам:

$$P_\alpha = \cos^2 \frac{b}{2}; \quad (337)$$

$$P_r = \sin^2 \frac{b}{2}, \quad (338)$$

где b – угол наклона поверхности.

Коэффициенты f_s , f_α , f_r формулы (333) пересчета солнечной радиации, проходящей через светопрозрачную поверхность на ее теплоприемные поверхности, для "стены Тромба" равны 1.

В формуле (333) коэффициент $k_{\text{пер}}$ учитывает влияние переплетов и равен отношению светопрозрачной части к общей площади светового проема ($k_{\text{пер}} = 0,90 \dots 0,97$, причем большие значения относятся к деревянным, меньшие – к металлическим переплетам).

47. Коэффициент пересчета (коэффициент положения P_p) прямой солнечной радиации с горизонтальной поверхности на поверхность под углом 90° (азимут поверхности 0,0)

Широта, град	Месяцы					
	I	II	III	IV	V	VI
35	1,90	1,37	0,81	0,39	0,18	0,11
40	2,32	1,63	0,97	0,49	0,25	0,17
45	2,61	1,98	1,15	0,60	0,33	0,24
50	3,81	2,46	1,38	0,72	0,44	0,31
55	5,38	3,17	1,67	0,85	0,50	0,38
60	8,81	4,33	2,07	1,01	0,59	0,46

Продолжение

Широта, град	Месяцы					
	VII	VIII	IX	X	XI	XII
35	0,14	0,29	0,63	1,17	1,76	2,10
40	0,21	0,38	0,76	1,39	2,13	2,58
45	0,28	0,48	0,91	1,67	2,64	3,28
50	0,38	0,58	1,09	2,05	3,41	4,40
55	0,43	0,69	1,30	2,57	4,68	6,47
60	0,31	0,81	1,57	3,38	7,28	11,6

Коэффициент $k_{заг}$ учитывает загрязнение стекол. При средней степени загрязнения $k_{заг} = (0,90)^n$, где n – число слоев остекления.

Коэффициент инсоляции системы прямой радиации $k_{инс}$ при наличии затеняющих элементов здания зависит от применяемых способов затемнения. В данном случае примем, что имеется защитный козырек с выносом 0,75 м. Тангенс защитного угла равен 0,25. Значение $k_{инс}$ следует брать из таблицы 48.

Коэффициент облучения $k_{обл}$ системы рассеянной радиации при наличии затеняющих элементов:

для козырька

$$k_{обл} = 0,5 (1 - R_h + \sqrt{1 + R_h^2}), \quad (339)$$

где R_h – относительный вынос козырька, который принимают равным тангенсу защитных углов;

для нашего случая

$$k_{обл} = 0,5 (1 - 0,25 + \sqrt{1 + 0,25^2}) = 0,89.$$

Коэффициент отражения от земли $r = 0,2 \dots 0,3$.

Значение коэффициента теплопропускания солнцезащитных устройств берут из СНиП II-3-79. Можно принять $\beta_{с,з} = 1$.

48. Коэффициент инсоляции $k_{инс}$ (азимут 0,0)

Широта, град	Месяцы					
	I	II	III	IV	V	VI
35	0,85	0,80	0,68	0,43	0,07	0,00
40	0,88	0,83	0,73	0,54	0,28	0,09
45	0,90	0,86	0,77	0,62	0,43	0,29
50	0,92	0,88	0,81	0,68	0,53	0,43
55	0,94	0,91	0,84	0,78	0,61	0,53
60	0,96	0,93	0,87	0,77	0,67	0,61

Продолжение

Широта, град	Месяцы					
	VII	VIII	IX	X	XI	XII
35	0,00	0,29	0,60	0,76	0,84	0,86
40	0,17	0,43	0,67	0,80	0,87	0,89
45	0,35	0,54	0,72	0,83	0,89	0,91
50	0,47	0,62	0,76	0,86	0,91	0,98
55	0,56	0,68	0,80	0,89	0,93	0,98
60	0,63	0,73	0,83	0,91	0,96	0,97

Определение коэффициента эффективности передачи теплоты солнечной радиации. Коэффициент эффективности показывает, какая доля теплоты, поглощенной ПСО солнечной радиации, поступает для отопления помещения.

В системе отопления "стены Тромба":

$$\eta = \eta_0 + \Delta \eta, \quad (340)$$

где η_0 — коэффициент эффективности передачи теплоты при отсутствии естественной циркуляции воздуха через отверстия между пространством за остеклением (пространством, ограниченным остеклением и теплопоглощающей стенкой) и помещением; $\Delta \eta$ — увеличение эффективности передачи теплоты солнечной радиации при наличии естественной циркуляции. Можно принять $\Delta \eta = 0$.

Для "стены Тромба"

$$\eta_0 = (R_n + R_{в.п}) / (R_n + R_o). \quad (341)$$

Здесь R_n — сопротивление теплопередаче от воздуха за светопрозрачным покрытием к наружному воздуху без учета воздухопроницаемости:

$$R_n = R_{o,c} - 0,115 + R_{в.п}, \quad (342)$$

где $R_{o,c}$ — сопротивление теплопередаче светопрозрачного покрытия; $R_{в.п}$ — сопротивление теплопередаче замкнутой воздушной прослойки.

Значения $R_{o,c}$ и $R_{в,п}$ определяют по СНиП II-3-79 (для оконного стекла $R_{o,c} = 0,37 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$, для замкнутой воздушной прослойки $R_{в,п} = 0,19 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$).

Сопротивление теплопередаче стены-теплоприемника [25], $\text{м}^2 \cdot \text{К/Вт}$:

$$R_o^B = R_n + R_T^B + 0,115, \quad (343)$$

где R_n — сопротивление теплопередаче на наружной поверхности стены-теплоприемника. Для "стены Тромба" $R_n = 0,5R_{в,п}$.

Термическое сопротивление стены-теплоприемника, $\text{м}^2 \cdot \text{К/Вт}$:

$$R_T^B = \sum_i \frac{\delta_i}{\lambda_i}, \quad (344)$$

где δ_i — толщина i -го слоя, м; λ_i — теплопроводность слоя материала стены-теплоприемника, $\text{Вт/(м} \cdot \text{К)}$, определяемая по СНиП II-3-79** при условиях эксплуатации А.

Величину $\Delta \eta$ рассчитывают по формуле

$$\Delta \eta = f_{ц} c [1 - g_{\text{exp}} (-dR_T^B)], \quad (345)$$

где $f_{ц}$ — зависит от отношения $A_{\text{отв}}/\sqrt{H}$ ($A_{\text{отв}}$ — площадь циркуляционных отверстий, приходящаяся на единицу ширины стены теплоприемника, $\text{м}^2/\text{м}$; H — расстояние по вертикали между осями входных и выходных отверстий, м; если $A_{\text{отв}}/\sqrt{H} \geq 0,1$, $f_{ц} = 1$; если $A_{\text{отв}}/\sqrt{H} \leq 0,1$ значения $f_{ц}$ определяют по рисунку 27).

Значение коэффициентов c , d и g для различных материалов стены-теплоприемника приведены в таблице 49.

При $\Delta \eta < 0,05$ принимают $\Delta \eta = 0$.

Если значение $c < 0,05$, то следует принимать $c = 0$.

В заданиях на курсовой проект рекомендуется предусмотреть два варианта расчета: с естественной циркуляцией воздуха через отверстия, расположенные в стене-теплоприемнике, и без нее.

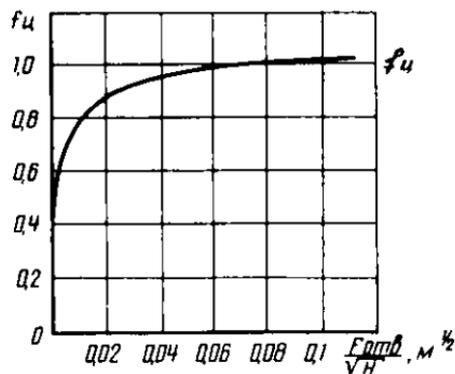


Рис. 27. Зависимость коэффициента замещения от коэффициента отопления помещения с системой прямого обогрева.

49. Значения коэффициентов c , d и g для различных материалов

Материал	Плотность, кг/м ³	Коэффициент теплоусвоения, Вт/(м ² ·К)	$c \cdot 10^2$	g	d
Ячеистый бетон	600	3,36	$0,405 \left(\frac{q_{\text{погл}}}{m} - 1,57 \right) (\bar{t}_n + 24,6)$	0,636	1,30
Керамзитобетон	1200	6,36	$0,436 \left(\frac{q_{\text{погл}}}{m} - 1,83 \right) (\bar{t}_n + 18,1)$	0,691	1,66
Кирпич	1800	9,20	$0,544 \left(\frac{q_{\text{погл}}}{m} - 2,26 \right) (\bar{t}_n + 13,0)$	0,699	1,57
Тяжелый бетон	2400	16,77	$0,959 \left(\frac{q_{\text{погл}}}{m} - 3,16 \right) (\bar{t}_n + 7,8)$	0,829	2,11

Определение коэффициента замещения теплоты, расходуемой на отопление помещения с ПСО, теплотой солнечной радиации. Количество теплоты солнечной радиации, поступающей в помещение:

$$Q_{\text{пост}} = A_c q_{\text{погл}} \eta, \quad (346)$$

где A_c — площадь системы ПСО в помещении, м².

Величину $Q_{\text{пост}}$ определяют для каждого месяца отопительного периода.

Вычисляют суммарные теплопотери помещения при отсутствии солнечной радиации, МДж:

$$Q_{\text{тп}} = 86,4 \cdot 10^{-3} m \left(\sum_i \frac{A_i}{R_{\text{от}}} + 0,28 M_{\text{инф}} \right) (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}), \quad (347)$$

где A_i — площадь ограждающих конструкций, м²; $R_{\text{от}}$ — сопротивление теплопередаче ограждающих конструкций, м²·К/Вт; $M_{\text{инф}}$ — количество наружного воздуха, кг/ч, инфильтрующегося в помещение и определяемое по СНиП 2.04.05-86; $t_{\text{в}}$ — расчетная температура в помещении, °С.

Для "стены Тромба"

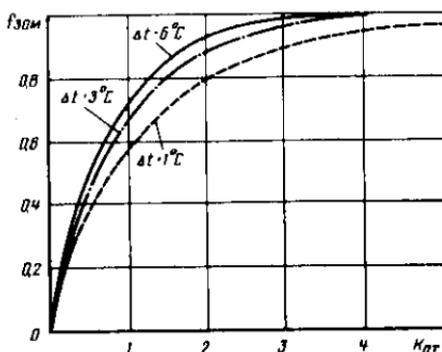
$$R_o = R_n + R_o^b. \quad (348)$$

По значениям $Q_{\text{пост}}$ и $Q_{\text{тп}}$ находят коэффициент отопления помещения:

$$k_{\text{от}} = Q_{\text{пост}}/Q_{\text{тп}}. \quad (349)$$

Пользуясь графиками, приведенными на рисунке 28, определяют коэффициент замещения теплоты, расходуемой на отопление, теплотой солнечной радиации:

Рис. 28. Зависимость $f_{ц} = f(A_{отв}/\sqrt{H})$.



$$f_{зам}^{год} = \frac{\sum_{k=1}^m f_{зам,k} Q_{тп,k}}{Q_{тп}^{год}}, \quad (350)$$

где k — индекс, относящий величину к k -му месяцу отопительного периода;

$$Q_{тп}^{год} = \sum_{k=1}^m Q_{тп,k}. \quad (351)$$

При выборе материала стены рекомендуется пользоваться данными, приведенными ниже. Размеры стены следует брать из конструктивных соображений, руководствуясь заданием на проект (толщина стены может колебаться от 0,16 до 0,24 м; толщина воздушной прослойки между остеклением и теплоприемником равна примерно толщине стены).

Отверстия для естественной циркуляции воздуха располагают в верхней и нижней частях стены. Площадь отверстий на 1 м ширины стены может быть выбрана в пределах 0,05...1,2 м².

Теплопроводность, Вт/(м·К), некоторых строительных конструкций:

Железобетон	1,92	Бетон на гравии и щебне из природного камня	1,74
Бетон на доменных гранулированных шлаках	0,52	Бетон на топливных (котельных) шлаках	0,59
Керамзитобетон	0,80	Кирпичная кладка из обыкновенного глиняного кирпича	0,70
Кирпичная кладка из силикатного кирпича	0,76		

§ 2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ АКТИВНЫХ СИСТЕМ СОЛНЕЧНОГО ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Задание на проект включает в себя: характеристику потребителей теплоты; тип фермы; тип и количество коммунальных бытовых потребителей; тип отапливаемого здания и его основные

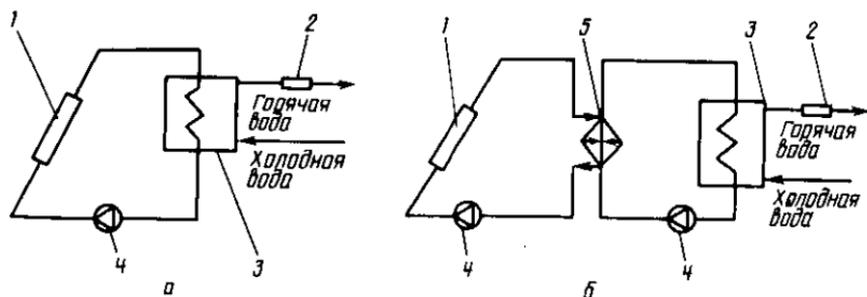


Рис. 29. Схемы установок горячего водоснабжения:

а — двухконтурная; б — трехконтурная; 1 — солнечный коллектор; 2 — бак-аккумулятор; 3 — дублер нагрева воды; 4 — циркуляционный насос; 5 — теплообменник.

размеры; район расположения потребителей теплоты; марку топлива. В задании на проект рекомендуется предусмотреть несколько различных потребителей теплоты.

В графической части проекта следует изобразить схему гелиотеплоснабжения (примеры таких схем приведены в литературе [15, 24]), а также чертеж установки гелиоколлектора на здании или рядом с ним [5, 24].

Установки солнечного теплоснабжения могут быть одно-, двух- и трехконтурными. Одноконтурные установки с естественной вентиляцией применяют при площади солнечных коллекторов до 10 м². Принципиальные схемы гелиоустановок, которые рекомендуется применять при выполнении курсового проекта, приведены на рисунке 29 [38].

Трехконтурная схема (см. рис. 29, б) в отличие от двухконтурной включает в себя, помимо бака-аккумулятора, промежуточный теплоноситель.

В качестве теплоносителя используют деаэрированную воду, удовлетворяющую нормам ГОСТ 2874–79 "Вода питьевая". В солнечных установках с теплоносителем — водой используют насосы, применяемые в системе горячего водоснабжения и отопления зданий*.

Передача теплоты из одного контура установки в другой осуществляется при помощи скоростных теплообменников и баков-аккумуляторов.

В качестве теплоприемника установок солнечного горячего водоснабжения и отопления рекомендуется применять плоские жидкостные солнечные коллекторы (водонагреватели) с одинарным или двойным остеклением.

Основные технические характеристики солнечных водонагревателей приведены в таблице 50.

* В двух- и трехконтурных системах допускается применение в качестве теплоносителя негорючего антифриза на базе этиленгликоля.

50. Технические характеристики солнечных водонагревателей

Марка солнечного водонагревателя	Габаритные размеры, мм	Площадь, м ²	Масса, кг
ТУ 21-26.3-41-79	1240×600×100	0,7	32,0
В.8005.ТУ88.13-81	1090×650×111	0,62	36,0

Солнечные коллекторы следует размещать с учетом типа застройки ландшафта и возможностей строительной площадки. Для горячего водоснабжения животноводческих ферм, комплексов или отопления зданий коллекторы рекомендуется устанавливать на крыше или на площадке рядом с фермой (зданием). При размещении на кровле коллекторы нужно располагать на опорах. Расстояние от кровли здания до коллекторов должно быть достаточным для возможного ремонта крыши.

Солнечные коллекторы нужно ориентировать на юг с отклонением на восток до 20 град и на запад до 30 град.

Угол наклона солнечных коллекторов к горизонту принимают в зависимости от периода работы установки: при круглогодичной эксплуатации он равен широте местности; при работе в летний период – широте местности плюс 15 град.

В устройствах для горячего водоснабжения и отопления применяют жидкостные аккумуляторы.

Магистральные трубопроводы установок солнечного горячего водоснабжения и отопления для систем с естественной циркуляцией теплоносителя размещают с уклоном не менее 0,01; для системы с насосной циркуляцией теплоносителя – с уклоном не менее 0,002.

В установке солнечного горячего водоснабжения и отопления должны быть устройства для удаления воздуха.

Проектом следует предусмотреть резервный (дублирующий) тепловой источник, в качестве которого могут служить котельная, ТЭЦ, электродкотел и др. Дублирующий источник теплоты используют при необходимости как догреватель воды, нагретой предварительно в солнечной установке.

Расчет установок солнечного горячего водоснабжения [24]. Тепловые мощности системы горячего водоснабжения определяют на основании среднесуточных норм потребления горячей воды. Для животноводческих ферм эти нормы даны в главе VII.

Нормы потребления горячей воды для бытовых нужд приведены в таблице 51.

Если температура воды t'_r , подаваемой потребителю, отличается от нормированного значения t_r , то норму расхода воды определяют по формуле

$$m_t = m_t \frac{t'_r - t_x}{t_r - t_x} \quad (352)$$

51. Нормы потребления горячей воды и расхода теплоты

Потребитель	Единица измерения	Норма потребления горячей воды при температуре 65 °С, л	Норма расхода теплоты, МДж
Жилые здания квартирного типа:			
с умывальниками, мойками и душами	1 человек в сутки	80...100	20,1...25,2
то же, с ваннами	То же	110...130	27,7...32,7
Общезижития:			
с общими душевыми	"	40...50	10,4...12,6
то же, со столовыми и прачечными	"	50...60	12,6...15,1
Больницы, санатории общего типа и дома отдыха с общими ваннами и душевыми	1 койка в сутки	150...180	37,7...45,3
Поликлиники и амбулатории	1 посетитель	5	1,26
Клубы, Дома культуры и театры с общими душевыми	1 душевая сетка в 1 ч	160...180	40,2...45,3
Бытовые помещения промышленных предприятий и спортивных сооружений с душевыми	То же	270	67,9
Бани русского типа (без плавательных бассейнов)	1 посетитель	90...110	22,6...22,7
Прачечные:			
механизированные	1 кг сухого белья	20...25	5,0...6,8
немеханизированные	То же	15	3,8
Учебные заведения и общеобразовательные школы при гимнастических залах	1 учащийся в смену	7	1,76
Детские ясли-сады	1 ребенок в сутки	25...30	6,3...7,5
Предприятия общественного питания	1 посетитель	30	7,5
Водоразборная точка технологического оборудования или мойка в столовых	1 водоразборная точка в 1 ч	250...300	62,9...79,4

Солнечные установки, которые оборудованы резервным источником теплоты, следует рассчитывать по данным месяца с наибольшей за период работы суммой солнечной радиации. Системы, работающие без дублирующего источника, — с наименьшей.

Площадь поглощающей поверхности гелиоустановок при наличии резервного источника теплоты находят по формуле

$$A = \frac{1,16M_r(t_r - t_x)}{\eta \Sigma q_i}, \quad (353)$$

где M_r — суточный расход горячей воды в системе горячего водоснабжения или отопления, кг/сут; q_i — интенсивность падающей солнечной радиации в плоскости коллектора, Вт/м²; η — КПД установки солнечного горячего водоснабжения.

Интенсивность падающей солнечной радиации для каждого светового дня, Вт/м²:

$$q_i = P_s I_s + P_D I_D, \quad (354)$$

где I_s — интенсивность прямой солнечной радиации, падающей на горизонтальную поверхность, Вт/м²; I_D — интенсивность рассеянной солнечной радиации, падающей на горизонтальную поверхность, Вт/м²; P_s и P_D — коэффициенты положения солнечного коллектора соответственно для прямой и рассеянной радиаций;

$$P_D = \cos^2 \frac{b}{2}. \quad (355)$$

Здесь b — угол наклона солнечного коллектора к горизонту.

Среднемесячные величины P_s в зависимости от угла наклона коллекторов к горизонту приведены в таблице 52.

Значение q_i для солнечных коллекторов южной ориентации следует принимать в интервале от 8 до 16 ч. При отклонении ориентации коллекторов от юга к востоку на каждые 15° интервал времени следует считать на 1 ч раньше; при отклонении к западу — на 1 ч позже.

Коэффициент полезного действия установки

$$\eta = 0,8 \left\{ \theta - \frac{8U [0,5(t_1 + t_2) - t_{cp}]}{\Sigma q_i} \right\}, \quad (356)$$

где θ — приведенная оптическая характеристика коллектора. Можно принять: для одностекольных коллекторов $\theta = 0,73$; для двухстекольных $\theta = 0,63$; t_{cp} — средняя дневная температура наружного воздуха, °С; t_1 и t_2 — температуры теплоносителя на входе и на выходе солнечного коллектора, °С. Для двух- и трехконтурных установок рекомендуется принять $t_1 = t_x + 5$, $t_2 = t_r + 5$ (t_x и t_r — температуры подогреваемой воды на входе и выходе из коллектора, °С); U — приведенный коэффициент теплопотерь солнечного коллектора, Вт/(м²·К): для одностекольных коллекторов $U = 8$ Вт/(м²·К), для двухстекольных $U = 5$ Вт/(м²·К).

Ориентировочное значение площади нагрева солнечного коллектора можно применять 4,5...9 м² для отопления помещения площадью 15 м² (в среднем 0,5А пола помещения) и 1,5...2 м² для обеспечения горячей водой одного жителя.

Объем бака-аккумулятора, м³:

$$V = (0,06...0,08) A. \quad (357)$$

Расчет теплообменных аппаратов следует выполнять по средним значениям расходов воды и теплоносителя.

Площадь нагрева теплообменного аппарата, м²:

$$A_{т.а} = \Phi / (k_{т.а} \Delta t_{т.а}), \quad (358)$$

где Φ — тепловая мощность системы горячего водоснабжения и отопления, Вт; $k_{т.а}$ — коэффициент теплопередачи теплообменного аппарата. Для трубчатых теплообменников можно принять $k_{т.а} = 1500...1700$ Вт/(м²·К); $\Delta t_{т.а}$ — разность температур. В данном случае можно пользоваться формулой

52. Среднемесячные значения P_s для солнечных коллекторов в южной ориентации при различных углах их наклона к горизонту

Угол наклона коллектора к горизонту, град	Месяцы											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
<i>Ширина местности 40 град</i>												
25	1,76	1,49	1,30	1,13	1,04	1,00	1,01	1,08	1,22	1,40	1,66	1,85
40	2,24	1,72	1,36	1,11	0,97	0,90	0,93	1,03	1,24	1,55	2,03	2,45
55	2,46	1,79	1,33	1,03	0,86	0,73	0,81	0,94	1,17	1,56	2,18	2,72
90	2,30	1,48	0,91	0	0	0	0	0,75	0,75	1,17	1,96	2,61
<i>Ширина местности 45 град</i>												
30	2,14	1,71	1,42	1,19	1,07	1,02	1,04	1,13	1,30	1,56	1,96	2,31
45	2,86	1,99	1,49	1,17	1,00	0,92	0,95	1,08	1,38	1,74	2,47	3,27
60	3,13	2,07	1,45	1,09	0,89	0,80	0,84	0,99	1,26	1,76	2,66	3,64
90	3,04	1,81	0,99	0,71	0	0	0	0	0,89	1,37	2,50	3,63
<i>Ширина местности 50 град</i>												
35	2,77	2,01	1,57	1,27	1,11	1,05	1,03	1,19	1,42	1,79	2,44	3,12
50	4,06	2,38	1,65	1,24	1,04	0,95	0,98	1,33	1,44	2,00	3,22	5,27
65	4,46	2,47	1,61	1,16	0,93	0,82	0,87	1,04	1,37	2,02	3,47	5,90
90	4,46	2,26	1,30	0,84	0	0	0	0,72	1,06	1,77	3,36	6,04
<i>Ширина местности 55 град</i>												
40	4,00	2,47	1,79	1,37	1,17	1,09	1,12	1,26	1,56	2,11	3,27	4,91
55	3,37	2,99	1,87	1,34	1,09	0,99	1,03	1,21	1,59	2,38	4,81	5,85
70	9,29	3,11	1,83	1,26	0,98	0,87	0,91	1,11	1,51	2,41	5,20	6,40
90	9,52	2,95	1,57	1,00	0,73	0	0	0,84	1,26	2,20	5,17	6,45
<i>Ширина местности 60 град</i>												
45	7,53	3,23	2,08	1,49	1,26	1,15	1,19	1,36	1,76	2,59	5,03	14,42
60	8,85	4,11	2,18	1,46	1,16	1,04	1,09	1,30	1,80	2,96	13,71	17,29
75	9,57	4,28	2,13	1,38	1,06	1,92	0,97	1,12	1,70	3,01	15,00	18,99
90	9,64	4,16	1,92	1,16	0,85	0,74	0,77	1,01	1,52	2,85	15,26	19,39

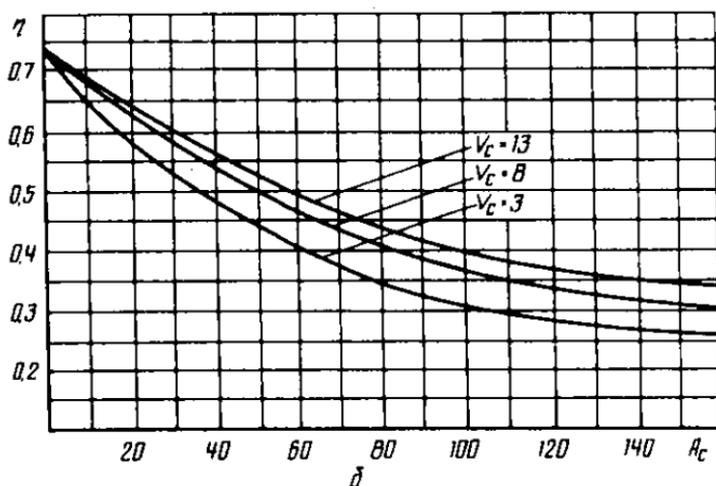
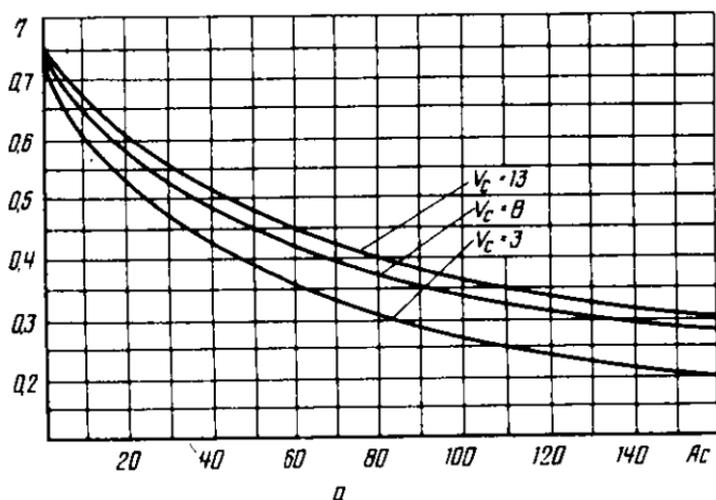


Рис. 30. Зависимость годового (а) и сезонного (б) КПД установки солнечного горячего водоснабжения от значений A_c и V_c .

$$\Delta t_{r,a} = (\Delta t_{\max} + \Delta t_{\min})/2. \quad (359)$$

Здесь Δt_{\max} и Δt_{\min} — максимальный и минимальный перепады температур на концах теплообменника.

Количество теплоты, выработанной гелиоустановкой, ГДж:

$$Q_{\text{уст}} = A \eta_r \sum_{z, y, i} q_i, \quad (360)$$

где z — число месяцев работы установки. Значения z зависят от географической широты данной местности и определяются заданием на проект; y — число дней в месяце; η_r — годовой (сезонный) КПД установки.

Значение η_r определяют по графикам, приведенным на рисунке 30, в зависимости от характеристик солнечных коллекторов: A_c , $\text{м}^2/(\text{ГДж} \cdot \text{сутки})$ и V_c , $\text{м}^3/(\text{ГДж} \cdot \text{сутки})$ приходится на единицу суточной тепловой нагрузки горячего водоснабжения или отопления:

$$A_c = \frac{10^6 A}{4,19M(t_r - t_x)}; \quad (361)$$

$$V_c = \frac{10^6 A}{4,19M(t_r - t_x)}. \quad (362)$$

Количество теплоты, ГДж, выработанной гелиосистемой за год:

$$Q_r = \eta q_{\text{пад}} A, \quad (363)$$

где величину годовых сумм падающей солнечной радиации $q_{\text{пад}}$, ГДж/ м^2 ; можно принять: в Ялте — 5,50, Одессе — 4,78, Киеве — 4,55.

Количество сэкономленного топлива, т у. т/год, за счет использования солнечной энергии:

$$B = 0,0342 Q_{\text{уст}} / \eta_{\text{зам}}, \quad (364)$$

где $Q_{\text{уст}}$ — суммарное количество теплоты, выработанной установкой за сезон (год), ГДж; $\eta_{\text{зам}}$ — КПД замещаемого источника теплоты, ГДж.

Подбирают резервный котел и определяют расход топлива согласно методике, изложенной в главе I.

1. Рекомендации по оформлению курсовой работы

1.1. Общие сведения

Курсовая работа должна быть оформлена в соответствии с требованиями государственных стандартов по Единой системе конструкторской документации (ЕСКД) и Системы проектной документации для строительства (СПДС).

Курсовая работа состоит из пояснительной записки и графической части. Пояснительная записка включает в себя: титульный лист, задание на курсовую работу, оглавление, введение, расчетную часть, заключение, список использованной литературы. На титульном листе указывают: наименование института и кафедры, тему курсового проекта, имя и отчество студента, факультет (специализация, курс, группа), а также фамилию, инициалы, ученую степень и звание руководителя. В нижней части титульного листа следует указать город, где расположен институт, и год выполнения проекта. Графическая часть состоит из одного листа.

2. Оформление материалов курсовой работы.

2.1. Рекомендации по оформлению пояснительной записки.

2.1.1. Пояснительную записку выполняют от руки на листе форматом 210x297 мм без рамки. Ширина полей: слева — 35 мм, справа 10 мм, сверху и снизу — 20 мм.

2.1.2. Нумеруют страницы, включая задание, содержание, рисунки, графики, таблицы (на отдельных листах), в правом верхнем углу арабскими цифрами с точкой.

2.1.3. Материал записки располагают по разделам. Каждый раздел рекомендуется начинать с новой страницы. Разделы нумеруют арабскими цифрами с точкой. Название раздела пишут прописными буквами, точку в конце названия не ставят. Расстояние между заголовком и последующим текстом должно быть не менее 10 мм. Перенос слов в заголовке не допускается.

2.1.4. Разделы разбивают на подразделы, последние, в свою очередь, на пункты. Номер подраздела состоит из номеров раздела и подраздела (например, третий подраздел первого раздела — 1.3); номер пункта — из номеров раздела, подраздела и пункта. Например, второй пункт третьего подраздела первого раздела — 1.3.2. Название подразделов и пунктов пишется строчными буквами (кроме первой прописной). Расстояние от конца текста до заголовка должно составлять 15 мм.

2.1.5. Каждый пункт текста и заголовка подразделов начинают с абзаца.

2.1.6. Не допускается применять сокращение слова в тексте и подписях под иллюстрациями, кроме установленных правилами русской орфографии, пунктуации, а также соответствующими государственными стандартами.

2.1.7. Формулы нумеруют арабскими цифрами, заключенными в круглые скобки. Номер ставят с правой стороны листа, на уровне формулы. Номер формулы состоит из номера раздела и порядкового номера формулы в этом разделе. Например:

$$F = kA \Delta t \quad (1.2)$$

Ссылка в тексте пояснительной записки на формулу имеет вид "... в формуле (1.2)...". Экспликацию значений символов и числовых коэффициентов приводят под формулой. Начинается она со слова "где", за которым следуют символы и коэффициенты в порядке записи их в формуле.

2.1.8. Рисунки, схемы, графики и другие иллюстрации должны иметь нумерацию в пределах каждого раздела (аналогично нумерации формул), а также подрисуночный текст. Перечень деталей или элементов рисунков и графиков начинают с новой строки.

Например:

Рис. 2.3. Отсасывающие панели:

a — односторонние; *b* — с экраном; *в* — комбинированные; *1* — панель; *2* — источник теплоты; *3* — экран.

2.1.9. Таблицы нумеруют в пределах раздела арабскими цифрами.

Например:

2.1. Техническая характеристика котла.

2.1.10. Список использованной литературы дают в алфавитном порядке и нумеруют.

При ссылке литературный источник заключают в квадратные скобки. Например: [3].

2.1.11. Исправленную ошибку после проверки записки преподавателем указывают на чистой стороне предыдущего листа.

2.1.12. После исправления ошибок руководитель курсовой работы подписывает пояснительную записку.

2.2. Рекомендации по оформлению графической части курсовой работы.

2.2.1. Графическую часть выполняют на листе форматом 594x841 мм.

2.2.2. Штатпы на чертежах должны быть выполнены согласно требованиям ГОСТа.

2.2.3. Спецификацию к чертежу выполняют на отдельном листе форматом 210x297 мм.

2.2.4. Чертежи вначале выполняют в тонких линиях, а после проверки руководителем обводят.

2.2.5. Условное изображение энергетического оборудования приведено в таблице (поместить таблицу).

2.2.6. Чертеж курсовой работы должен быть подписан руководителем до защиты.

3. Защита курсовой работы.

3.1. Курсовую работу принимает комиссия, состоящая из двух-трех преподавателей кафедры.

3.2. К защите студент готовит доклад продолжительностью 5...7 мин, в котором излагает цель курсовой работы, методы решения каждой части расчета и обосновывает выбор оборудования. Помимо этого, он отвечает на вопросы, задаваемые по пояснительной записке и графической части.

Приложение 2

Коэффициент местных сопротивлений

Местное сопротивление	Коэффициенты местного сопротивления				
Жалюзийная решетка	2,0				
Вход в воздуховод, заделанный заподлицо	0,5				
Вход в вытяжную шахту	1,0				
Выход из вытяжной шахты:					
с зонтом	1,3				
с дефлектором	0,64				
Шибер, дроссель-клапан (в открытом положении)	0,05				
Конфузор (сужение) в сети	0,1				
Пирамидальный диффузор (расширение) за вентилятором	При угле раскрытия				
	L_0/L_c	10°	15°	20°	30°
	0,4	0,21	0,37	0,48	0,58
	0,5	0,18	0,33	0,53	0,53
	0,6	0,14	0,25	0,36	0,43

Сегментный отвод круглого сечения	L_o/L_c	При угле поворота			
		30°	45°	60°	90°
	1,5	0,2	0,25	0,3	0,40
	2,0	0,15	0,20	0,3	0,35

Плавный отвод круглого сечения	L_o/L_c	При угле поворота			
		30°	45°	60°	90°
	1,0	0,09	0,13	0,18	0,21
	1,5	0,08	0,1	0,14	0,17

Тройник прямой на притоке воздуха:	При v_o/v_c				
	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0
ответвление	9,4	6,2	4,2	2,3	1,6
проход	0,4	0	-0,1	-0,1	0

Тройник при угле разделения потока 30° и 45°:	L_o/L_c	При f_o/F				
		0,8	0,65	0,5	0,4	0,3
ответвление	0,6	0,9	0,6	0,5	0,4	0,4
	0,5	1,3	0,8	0,6	0,5	0,4
	0,4	2,2	1,3	0,8	0,6	0,5
	0,3	4,4	2,5	1,4	0,9	0,6
	0,2	-	6,6	3,8	2,2	1,3
	0,1	-	-	19,1	11,5	6,8
проход		0,1...0,2				

Тройник приточный симметричный Принимать как для ответвления приточного несимметричного тройника

Примечания: 1. Коэффициенты местных сопротивлений при изменении поперечного сечения отнесены к скорости воздуха в меньшем сечении. 2. Коэффициенты местных сопротивлений тройника отнесены к скорости воздуха в ответвлении и проходном сечении (после тройника). 3. Коэффициенты местных сопротивлений ответвлений учитывают и поворот потока в отводе после ответвления на 45° и 60° (при угле разделения потоков соответственно 45° и 30°). 4. При характеристике местных сопротивлений использованы следующие обозначения: f — площадь меньшего сечения, мм²; f_o — площадь поперечного сечения, мм²; R — радиус поворота, мм; d — диаметр воздуховода, мм; v_o и L_o — скорость, м/с, и расход воздуха, м³/с, в ответвлении; v_c и L_c — скорость, м/с, и расход воздуха, м³/с, перед тройником.

R_o^* , $m^2 \cdot K/Вт$, наружных ограждений хранилищ при естественном охлаждении

Продукт	Наружные стены	Покрытие
Картофель	2,3	1,9
Морковь	2,0	1,6
Капуста	2,1	1,7
Лук	1,0	0,9

Размеры буртов и траншей и толщина укрытой

Зона	Средняя температура холодного месяца, °С	Высота бурта или глубина траншей, м	Бурт	
			ширина, м	длина, м

Картофель и клубнекорнеплоды

Южная	До -4	0,5...0,6	1...1,2	12...15
Западная	-5...-8	0,6...0,8	1,5...2,0	15...20
Средняя и северо-западная	-9...-12	1...1,2	2,0...2,5	15...20
Урал, Западная Сибирь, Поволжье	-13...-20	1,2...1,5	2,0...2,5	20...30

Капуста

Южная	До -4	0,5...0,6	1...1,2	8...10
Западная	-5...-8	0,8...1,0	1,4...1,6	10...12
Средняя и северо-западная	-9...-12	1,0...1,2	1,0...2,0	10...12
Урал, Западная Сибирь, Поволжье	-13...-20	1,2...1,5	2,0...2,2	14...18

Продолжение

Зона	Траншея		Толщина укрытия, м	
	ширина, м	длина, м	солома	земля

Картофель и клубнекорнеплоды

Южная	0,6...1,0	5...10	0,1	0,3...0,6
Западная	0,8...1,2	8...15	0,2...0,4	0,3...0,7
Средняя и северо-западная	0,8...1,2	10...15	0,3...0,5	0,4...0,7
Урал, Западная Сибирь, Поволжье	1,0...2,0	10...20	0,6...0,9	0,5...0,9

Зона	Траншея		Толщина укрытия, м	
	ширина, м	длина, м	солома	земля

Капуста

Южная	0,5...0,6	5...8	0	0,4...0,7
Западная	0,8...1,0	8...12	0,1...0,3	0,2...0,7
Средняя и северо-западная	0,8...1,0	10...12	0,2...0,4	0,3...0,6
Урал, Западная Сибирь, Поволжье	1,0...1,2	10...15	0,3...0,9	0,4...0,8

Примечание. При средней температуре наиболее холодного месяца ниже -8°C рекомендуется устройство буртов с заглублением на 0,2...0,4 м.

Приложение 5

Общие сведения

Приведенные программы написаны на языке программирования FORTRAN'77 (с бесформатным вводом исходных данных непосредственно при помощи терминала) применительно к персональным компьютерам типа ЕС-1840.

Программы составлены на основании общепринятых методик теплотехнических расчетов и позволяют не только рассчитывать технологические процессы и тепловые установки, но и оптимизировать их, что необходимо при проектировании высокоэффективного теплотехнического оборудования, предназначенного для создания микроклимата в сельскохозяйственных помещениях. Кроме того, при использовании указанных программ сокращается время для определения исходных данных к проектируемым установкам и сельскохозяйственным объектам, подлежащим электрификации.

Представленные программы могут быть также использованы при расчетах на ЕС ЭВМ на языке программирования FORTRAN-IV, но при этом в операторы ввода-вывода нужно внести следующие корректировки.

1. Оператор бесформатного ввода READ (*,*) заменяют на оператор READ (n, m) форматной передачи данных через оператор m FORMAT (...):

READ (n, m) список ввода

m FORMAT (список форматов),

где n — ссылочный номер файла логического устройства ввода; m — метка оператора.

2. Оператор вывода WRITE (*, m) заменяют на оператор WRITE (n, m) или PRINT m: WRITE (n, m) список вывода или PRINT m список вывода.

При этом в качестве метки 'm' указывают ту, которая была в операторе WRITE (*, m); оператор m FORMAT (...) оставляют без изменений (при необходимости можно его изменять).

3. Оператор бесформатного ввода исходных данных READ (*, *) можно также заменить на оператор:

DATA список ввода (список констант), но при этом следует помнить, что в случае необходимости замены исходных данных начальный текст требует редактирования и трансляции.

Исходные данные, введенные в представленных программах и подпрограммах (FUNCTION и SUBROUTINE) через оператор DATA и определяющие автоматический режим работы программы и логику расчетов, изменять КАТЕГОРИЧЕСКИ ЗАПРЕЩАЕТСЯ; в противном случае полностью ликвидируется работоспособность программы.

Расчет воздухообмена в сельскохозяйственных помещениях

В программе определяется расчетный воздухообмен для холодного, переходного и теплого периодов года. При расчете автоматически учитывается изменение норм выделения CO_2 и водяных паров в зависимости от температуры и относительной влажности воздуха в помещении. Температура и относительная влажность наружного воздуха в переходный период приняты в программе соответственно 8 °C и 85 %.

Исходные данные:

- FW, FN, FM* — относительная влажность внутреннего, наружного воздуха и максимально допустимая влажность внутреннего воздуха в холодный период года, отн. ед.;
FN2 — относительная влажность наружного воздуха в теплый период года, отн. ед.;
TB, TW, TK — температура внутреннего воздуха в холодный, переходный и теплый периоды года, °C;
TH, TL — температура наружного воздуха в холодный и теплый периоды года, °C;
WO — влаговыделение одним животным или птицей, г/ч;
WC — выделение CO_2 одним животным или птицей, л/ч;
Q — общие тепловыделения одним животным или птицей, Вт;
DL, B — длина и ширина помещения, где содержатся животные, м;
AO — площадь поверхности остекления, м²;
AK — площадь горизонтальной проекции перекрытия, м²;
FO — потери через ограждения в холодный период года, кВт;
RO — термическое сопротивление теплопередаче перекрытия, м² · К/Вт;
WPX, WPP, WPT — нормы минимального воздухообмена в холодный, переходный и теплый периоды, м³/(ч · ц);
NG — код животных (NG = 1—свиньи, NG = 2—КРС, NG = 3—куры-несушки, NG = 4—бройлеры);
GM — масса животного или птицы, кг.

Выходные данные:

- LX, LP, LT* — расчетный воздухообмен в холодный, переходный и теплый периоды года, м³/ч.

C

C Расчет воздухообмена сельскохозяйственных помещений

C

```
1 READ(*,*)XN, GM, DL, B, TW, TB, TK, TH, TL
  READ(*,*)FW, FN, FM, WO, WC, Q, RO, FO, FN2
  READ(*,*)NG, WPX, WPP, WPT, AO, AK
  DW=WSV(TB, FW)
  DN=0.38*FN
  IF(NG.EQ.1) GO TO 4
  IF(NG.EQ.2) GO TO 5
  FT=TWP(TB)
  IF(NG.EQ.3) PP=180.
  IF(NG.EQ.4) PP=285.
  W=FT*XN+WO+0.05*WO+XN*PP*0.2917
```

$WL = W / (1.2 * (DW - DN))$
 $FC = 1.$
2 $CL = XN * FC * WC / 2.15$
3 $OL = \text{AMAX1}(WL, CL)$
 $WP = OL * 100. / (XN * GM)$
 $IF(WP.LT.WPX) \quad XL = WPX * XN * GM / 100.$
 $IF(WP.GE.WPX) \quad XL = OL$
 $WRITE(*, 17)XL$
 $GO TO 6$
4 $FT = TWS(TB)$
 $FC = TUS(TB)$
 $W = FT * XN * WO * 1.1$
 $WL = W / (1.2 * (DW - DN))$
 $CL = XN * FC * WC / 1.65$
 $GO TO 3$
5 $FT = TWK(TB)$
 $FC = TUK(TB)$
 $W = FT * XN * WO * 1.1$
 $WL = W / (1.2 * (DW - DN))$
 $GO TO 2$
6 $I = 0$
 $DN = 5.5$
 $TN = 8.$
 $FS = DL * B / 200.$
 $FR = 166.75 * AO + AK * 25. / (RO * 1000.)$
 $FP = FO * (TW - TN) / (TB - TH)$
8 $IF(NG.EQ.1) \quad GO TO 12$
 $IF(NG.EQ.2) \quad GO TO 14$
 $FC = 1.$
 $FT = TWP(TW)$
 $IF(NG.EQ.3) \quad PP = 180.$
 $IF(NG.EQ.4) \quad PP = 285.$
 $W = FT * XN * WO + 0.05 * WO * XN * PP * 0.2917$
9 $FG = FC * XN * Q / 1000.$
 $FI = FG + FS + FR - FP$
 $E = 3600. * FI / W$
 $DE = E - 2.5$
 $IF(DE.LE.0.5) \quad GO TO 11$
 $DW = DN + (TW - TN) / DE$
10 $WL = W / (1.2 * (DW - DN))$
 $WP = WL * 100. / (GM * XN)$
 $IF(WP.LT.WPP) \quad PL = WPP * XN * GM / 100.$
 $IF(WP.GE.WPP) \quad PL = WL$
 $IF(I.EQ.1) \quad GO TO 18$

```

WRITE(*, 19)PL
I=I+1
GO TO 15
11 DW=WSV(TN, FM)
GO TO 10
12 FT=TWS(TW)
FC=TUS(TW)
13 W=FT*XN*WO*1.1
GO TO 9
14 FT=TWK(TW)
FC=TUK(TW)
GO TO 13
15 FP=0.
WPP=WPT
TW=TK
TN=TL
DN=WSV(TL, FN2)
GO TO 8
17 FORMAT(12X, 'LX=', F9.0)
18 WRITE(*, 20)PL
19 FORMAT(12X, 'LP=', F9.0)
20 FORMAT(12X, 'LT=', F9.0)
STOP
END

```

C

```

FUNCTION TWK(T)
DATA A0, A1, A2/0.76, 0.13934E-01, 0.18445E-02/
DATA A3, A4, A5/-0.16336E-03, 0.64473E-05, 0.23987E-06/
DATA A6/-0.8887E-08/
TWK=A0+A1*T+A2*T*T+A3*T**3+A4*T**4+A5*T**5+A6*T**6
RETURN
END

```

C

```

FUNCTION TWS(T)
DATA A0, A1, A2/0.85, 0.37836E-01, -0.11897E-03/
DATA A3, A4, A5/-0.8014E-03, 0.83863E-04, -0.28656E-05/
DATA A6/0.32873E-07/
TWS=A0+A1*T+A2*T*T+A3*T**3+A4*T**4+A5*T**5+A6*T**6
RETURN
END

```

C

```

FUNCTION TWP(T)
DATA A1, A2, A3/0.45889, -0.94403E-01, 0.96014E-02/
DATA A4, A5, A6/-0.50007E-03, 0.12768E-04, -0.12614E-06/

```

```
TWP=A1*T+A2*T*T+A3*T**3+A4*T**4+A5*T**5+A6*T**6
RETURN
END
```

C

```
FUNCTION TUS(T)
DATA A0, A1, A2/1.14,-0.30863E-01,0.57578E-02/
DATA A3, A4, A5/-0.76814E-03,0.49206E-04,-0.14794E-05/
DATA A6/0.1688E-07/
TUS=A0+A1*T+A2*T*T+A3*T**3+A4*T**4+A5*T**5+A6*T**6
RETURN
END
```

C

```
FUNCTION TUK(T)
DATA A0, A1, A2/1.08,-0.37661E-02,-0.42576E-04/
DATA A3, A4, A5/-0.15159E-03,0.17437E-04,-0.70637E-06/
DATA A6/0.97736E-08/
TUK=A0+A1*T+A2*T*T+A3*T**3+A4*T**4+A5*T**5+A6*T**6
RETURN
END
```

C

```
FUNCTION WSV(T, F)
DATA A0, A1, A2/0.6108,0.45418E-01,0.11831E-02/
DATA A3, A4, A5/0.47773E-04,-0.58873E-06,0.2126E-07/
DATA A6, A7/-0.19792E-09,0.83506E-12/
PL=A0+A1*T+A2*T*T+A3*T**3+A4*T**4+A5*T**5+A6*T**6
PN=PL+A7*T**7
WSV=622.*F*PN/(99.3-F*PN)
RETURN
END
```

Расчет воздуховодов для системы воздушного отопления помещений

В программе проводится расчет перфорированных пленочных воздухораспределителей постоянного диаметра. При расчете приняты следующие допущения:

- коэффициент местного сопротивления при выходе воздуха из отверстий остается постоянным по длине воздухораспределителя;
- местные сопротивления при делении воздушного потока в местах выпуска воздуха не учитываются;
- потери давления определяются гидравлическим трением.

Исходные данные:

- DOT* - диаметр воздуховыпускного отверстия (0,03...0,08 м), м;
- K* - коэффициент шероховатости полимерной пленки ($K = 0,01$);
- L* - расчетная длина воздухораспределителя, м;
- LV* - расход воздуха, м³/ч;

- N* — число рассматриваемых поперечных сечений без учета конечного (принято равным 100);
T — температура воздуха, °C;
VM — коэффициент расхода для отверстий с острыми краями (0,65);
WH — скорость воздуха в начальном сечении (5...16 м/с), м/с;
WOK — скорость истечения воздуха из отверстий в конце воздухораспределителя (5...10 м/с), м/с.

Выходные данные:

- D* — диаметр воздухораспределителя, м;
I — число отверстий в одном ряду;
M — число рядов отверстий на участках (число участков не более пяти);
R — шаг между рядами отверстий на участках, мм;
S — длина участков, м;
DP — потери давления на воздухораспределителе, Па;
PDH — динамическое давление в начальном сечении, Па;
PSK — статическое давление в конечном сечении, Па;
PSH — статическое давление в начальном сечении, Па;
WHD — действительная скорость воздуха в начальном сечении, м/с.

Расчет перфорированных воздуховодов

```

IMPLICIT REAL(K, L)
DIMENSION Z(100), Y(100), C(5), F(5), X(5), M(5), R(5), S(5)
READ(*, *)C, LV, L, T, WH
READ(*, *)WOK, DOT, VM, K, N
D=RAZMER(LV, WH)
  IF(D.GT.2000.)          GO TO 23
WHD=353.4*LV/(D*D)
V=(3625.44/(T+273.)) + 0.1346*T)*0.1E-05
RE=0.001*WHD*D/V
KTG=0.11*(68./RE+K/D)**0.25
A=364.*KGT*L/D
  IF(A.GT.0.7)           GO TO 21
WOKMIN=1.15*VM*WHD*SQRT(1.-A)
  IF(WOKMIN.GE.WOK)     GO TO 19
B=VM*WHD/WOK
  DO 1 I=1,N
Z(I)=0.01*I
1 Y(I)=Z(I)**2-A*Z(I)**2.75
G=B*B
K1=0.243/G
K2=0.428/G
K3=0.568/G
K4=0.672/G
K5=0.75/G
N1=N-1
YN=1.-A

```

```

IF(YN.LE.K1)          GO TO 6
DO 2 I=1,N1
  IF(Y(I).LE.K1.AND.Y(I+1).GT.K1)          Z1=Z(I)
2 CONTINUE
  IF(YN.LE.K2)          GO TO 7
  DO 3 I=1, N1
  IF(Y(I).LE.K2.AND.Y(I+1).GT.K2)          Z2=Z(I)
3 CONTINUE
  IF(YN.LE.K3)          GO TO 8
  DO 4 I=1,N1
  IF(Y(I).LE.K3.AND.Y(I+1).GT.K3)          Z3=Z(I)
4 CONTINUE
  IF(YN.LE.K4)          GO TO 9
  DO 5 I=1,N1
  IF(Y(I).LE.K4.AND.Y(I+1).GT.K4)          Z4=Z(I)
5 CONTINUE
  GO TO 10
6 Z1=1.
7 Z2=1.
8 Z3=1.
9 Z4=1.
10 X(1)=Z1
  X(2)=Z2-Z1
  X(3)=Z3-Z2
  X(4)=Z4-Z3
  X(5)=1.-Z4
  DO 11 I=1,5
11 S(I)=X(I)*L
  FK=LV/(3600.*L*WOK)
  FO=0.7854*DOT*DOT
  J=INT(0.1122*(D/(1000.*DOT)))+1
  DO 30 I=1,5
  M(I)=0
30 R(I)=0.
  DO 12 I=1,5
  F(I)=C(I)*FK
  M(I)=INT(F(I)*S(I)/(FO*FLOAT(J)))
  IF(M(I).EQ.0)          GO TO 29
12 R(I)=1000.*S(I)/FLOAT(M(I))
29 PV=353./(T+273.)
  PDH=0.5*PV*WHD*WHD
  PSK=0.5*PV*WOK*WOK/(VM*VM)
  PSH=PSK-(1.-A0)*PDH
  DP=PDH+PSH
  WRITE(*,13)WHD, D, A, B
13 FORMAT(5X,'WHD=',F6.2, 1X,'D=', F7.0, 1X,'A=', F5.2, 1X,
  *' B=' F5.2)
  WRITE(*, 14)(I, S(I), I=1,5)
14 FORMAT(1X, 5(4X,'S(' , I1,')=' , F6.2))
  WRITE(*, 15)J

```

```

15 FORMAT(5X,'J=', 13)
   WRITE(*, 16)(I, M(I), I=1,5)
16 FORMAT(1X, 5(4X,'M(', I1,')=', 13))
   WRITE(*, 17)(I, R(I), I=1,5)
17 FORMAT(1X, 5(4X,'R(', I1,')=', F6.0))
   WRITE(*, 18)PDH, PSK, PSH, DP
18 FORMAT(5X,'PDH=', F7.1, 1X,'PSK=', F7.1, 1X,'PSH=', F7.1,
  *1X, 'DP=', F7.1)
   GO TO 25
19 WRITE(*, 20)WOKMIN, WOK
20 FORMAT(5X,'WOKMIN=', F6.2, 2X,'WOK=', F6.2,/
  *4X, 'УВЕЛИЧИТЬ WOK, УМЕНЬШИТЬ WHD')
   GO TO 25
21 WRITE(*, 22)A
22 FORMAT(5X,'A=', F5.2, 2X, 'УМЕНЬШИТЬ WHD')
   GO TO 25
23 WRITE(*, 24)D
24 FORMAT(5X,'D=', F6.1, 2X, 'УВЕЛИЧИТЬ WH')
25 STOP
   END
   FUNCTION RAZMER(LV, WH)
   IMPLICIT REAL(L)
   DIMENSION A(24)
   DATA A/140., 160., 180., 200., 225., 250., 280., 325.,
  * 355., 400., 450., 500., 560., 630., 710., 800., 900.,
  * 1000., 1120., 1250., 1400., 1600., 1800., 2000./
   D=18.8*SQRT(LV/WH)
   I=1
26 IF(D.LE.A(I))                                GO TO 27
   I=I+1
   IF(I.LE.24)                                  GO TO 26
   GO TO 28
27 D=A(I)
28 RAZMER=D
   RETURN
   END

```

Расчет водяных калориферов

Программа позволяет рассчитать и выбрать калориферную установку с водяными калориферами для воздушного отопления производственных помещений. Причем на АЦПУ выдается сообщение о всех возможных вариантах компоновки калориферной установки (максимальное число калориферов: 4 – параллельно по воздуху, 3 – параллельно по воде). Расчет проводится для 1–4 комплектов калориферных установок в помеще-
нии.

Исходные данные:

- VL — расход вентиляционного воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$;
 TN — расчетная наружная температура (принимается равной температуре наиболее холодной пятидневки), $^{\circ}\text{C}$;
 TB — температура внутри помещения, $^{\circ}\text{C}$;
 V — строительный объем здания, м^3 ;
 TH, TK — начальная и конечная температуры теплоносителя (воды), $^{\circ}\text{C}$;
 NQ — код помещения (NQ = 1 — животноводческие; NQ = 2 — помещения для цыплят и кур; NQ = 3 — помещения для индюшат);
 M — условия расчета калорифера (M = 0 — тепловую мощность калорифера вычислять не надо, при этом задается ее значение F, Вт; если тепловую мощность калориферной установки необходимо вычислять в данной программе, то M — любое целое число, отличное от нуля);
 BM — массовая скорость воздуха в живом сечении калорифера [$7...10 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$], $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

Выходные данные:

- N — число параллельных по воздуху калориферов;
 NN — количество параллельных по воде ветвей калориферной установки;
 K — коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$;
 F — тепловая мощность калориферной установки, Вт;
 DF — запас площади поверхности теплопередачи калориферной установки, %;
 DP — гидравлическое сопротивление калорифера, Па;
 KK — количество калориферных установок в помещении.

Расчет водяных калориферов

```

DIMENSION FK(16), FW(16), FT(16), A(16)
COMMON F, G1, G2, DM
READ(*, *)VL, TN, TB, TH, TK
READ(*, *)V, NQ, M, BM
DATA FK/11.4, 14.6, 15.14, 16.92, 18.81, 19.56, 22.44, 25.08,
*      26., 33.34, 72., 85.63, 91.8, 108., 122.4, 143.5/
DATA FW/0.1392, 0.172, 0.1392, 0.2048, 0.172, 0.2376, 0.2048,
*      0.3033, 0.2376, 0.3033, 2*0.8665, 1.045, 1.2985, 1.045, 1.2985/
DATA FT/2*0.00116, 0.001544, 0.00116, 0.001544, 0.00116,
*      0.001544, 0.00116, 2*0.001544, 0.00232, 0.0031, 0.0023,
*      0.00347, 0.003, 0.0046/
IF(M.EQ.0) GO TO 1
KK=1
41 HK=FLOAT(KK)
WRITE(*, 40)KK
G2=VL/(3000.*HK)
IF(NQ.EQ.1) UO=0.1
IF(NQ.EQ.2) UO=0.3
IF(NQ.EQ.3) UO=0.05
F=(UO*V/HK+G2*1007.)*(TB-TN)
1 FG=G2/BM
G1=F/(4190.*(TH-TK))
DO 2 I=1, 16
  
```

```

2  A(I)=FG/FW(I)
   DO 39 I=1, 16
   IF(A(I).LT.1..OR.A(I).GT.4.)      GO TO 39
   MN=INT(A(I)+0.5)
   DM=FLOAT(MN)
   WRITE(*, 4)MN
4  FORMAT(/, 4X, 'N=', 11, /)
   IF(I.EQ.1)                        GO TO 5
   IF(I.EQ.2)                        GO TO 6
   IF(I.EQ.3)                        GO TO 7
   IF(I.EQ.4)                        GO TO 8
   IF(I.EQ.5)                        GO TO 9
   IF(I.EQ.6)                        GO TO 10
   IF(I.EQ.7)                        GO TO 11
   IF(I.EQ.8)                        GO TO 12
   IF(I.EQ.9)                        GO TO 13
   IF(I.EQ.10)                       GO TO 14
   IF(I.EQ.11)                       GO TO 15
   IF(I.EQ.12)                       GO TO 16
   IF(I.EQ.13)                       GO TO 17
   IF(I.EQ.14)                       GO TO 18
   IF(I.EQ.15)                       GO TO 19
   GO TO 20
5  WRITE(*, 21)
   CALL RAS(I, UM, FW, FT, FK, TH, TN, TB, TK)
   DP=2.13*DM*UM**1.62
   GO TO 37
6  WRITE(*, 22)
   CALL RAS(I, UM, FW, FT, FK, TH, TN, TB, TK)
   DP=2.13*DM*UM**1.62
   GO TO 37
7  WRITE(*, 23)
   CALL RAS(I, UM, FW, FT, FK, TH, TN, TB, TK)
   DP=2.84*DM*UM**1.62
   GO TO 37
8  WRITE(*, 24)
   CALL RAS(I, UM, FW, FT, FK, TH, TN, TB, TK)
   DP=2.13*DM*UM**1.62
   GO TO 37
9  WRITE(*, 25)
   CALL RAS(I, UM, FW, FT, FK, TH, TN, TB, TK)
   DP=2.84*DM*UM**1.62
   GO TO 37
10 WRITE(*, 26)

```

CALL RAS(I, UM, FW, FT, FK, TH, TN, TB, TK)
 DP=2.13*DM*UM**1.62
 GO TO 37

11 WRITE(*, 27)
 CALL RAS(I, UM, FW, FT, FK, TH, TN, TB, TK)
 DP=2.84*DM*UM**1.62
 GO TO 37

12 WRITE(*, 28)
 CALL RAS(I, UM, FW, FT, FK, TH, TN, TB, TK)
 DP=2.13*DM*UM**1.62
 GO TO 37

13 WRITE(*, 29)
 CALL RAS(I, UM, FW, FT, FK, TH, TN, TB, TK)
 DP=2.84*DM*UM**1.62
 GO TO 37

14 WRITE(*, 30)
 CALL RAS(I, UM, FW, FT, FK, TH, TN, TB, TK)
 DP=2.84*DM*UM**1.62
 GO TO 37

15 WRITE(*, 31)
 CALL RAS(I, UM, FW, FT, FK, TH, TN, TB, TK)
 DP=2.13*DM*UM**1.62
 GO TO 37

16 WRITE(*, 32)
 CALL RAS(I, UM, FW, FT, FK, TH, TN, TB, TK)
 DP=2.84*DM*UM**1.62
 GO TO 37

17 WRITE(*, 33)
 CALL RAS(I, UM, FW, FT, FK, TH, TN, TB, TK)
 DP=2.84*DM*UM**1.62
 GO TO 37

18 WRITE(*, 34)
 CALL RAS(I, UM, FW, FT, FK, TH, TN, TB, TK)
 DP=2.13*DM*UM**1.62
 GO TO 37

19 WRITE(*, 35)
 CALL RAS(I, UM, FW, FT, FK, TH, TN, TB, TK)
 DP=2.84*DM*UM**1.62
 GO TO 37

20 WRITE(*, 36)
 CALL RAS(I, UM, FW, FT, FK, TH, TN, TB, TK)
 DP=2.84*DM*UM**1.62
 GO TO 37

21 FORMAT(10X, КАЛОРИФЕРЫ КВС6-П')

```

22 FORMAT(10X, 'КАЛОРИФЕРЫ КВС7-П')
23 FORMAT(10X, 'КАЛОРИФЕРЫ КВЕ6-П')
24 FORMAT(10X, 'КАЛОРИФЕРЫ КВС8-П')
25 FORMAT(10X, 'КАЛОРИФЕРЫ КВЕ7-П')
26 FORMAT(10X, 'КАЛОРИФЕРЫ КВС9-П')
27 FORMAT(10X, 'КАЛОРИФЕРЫ КВЕ8-П')
28 FORMAT(10X, 'КАЛОРИФЕРЫ КВС10-П')
29 FORMAT(10X, 'КАЛОРИФЕРЫ КВЕ9-П')
30 FORMAT(10X, 'КАЛОРИФЕРЫ КВЕ10-П')
31 FORMAT(10X, 'КАЛОРИФЕРЫ КВС11-П')
32 FORMAT(10X, 'КАЛОРИФЕРЫ КВЕ11-П')
33 FORMAT(10X, 'КАЛОРИФЕРЫ КсК-3-11')
34 FORMAT(10X, 'КАЛОРИФЕРЫ КВС12-П')
35 FORMAT(10X, 'КАЛОРИФЕРЫ КсК-4-12')
36 FORMAT(10X, 'КАЛОРИФЕРЫ КВЕ12-П')
37 WRITE(*, 38)DP
38 FORMAT(/, 5X, 'DP=', F6.1)
39 CONTINUE
40 FORMAT(/, 15X, 'КК=', I1)
   KK=KK+1
   IF(KK.LE.4)                GO TO 41
   STOP
   END
   SUBROUTINE RAS(I, UM, FW, FT, FK, TH, TN, TB, TK)
   DIMENSION FK(16), FW(16), FT(16)
   COMMON F, G1, G2, DM
   NN=1
   UM=G2/(DM*FW(I))
   W=G1/(1000.*FT(I))
   WK=W
   DMN=DM
   DTM=TK-TN
   DTB=TH-TB
   B=DTB/DTM
   IF(B.LE.1.8)                DT=(DTM+DTB)*0.5
   IF(B.GT.1.8)                DT=(DTB-DTM)/ALOG(DTB/DTM)
40 PK=20.3*UM**0.32*WK**0.13
   TF=PK*DT*FK(I)*DMN
   DF=(TF-F)/F*100.
   IF(DF.GE.0.AND.DF.LE.28)    GO TO 41
   NN=NN+1
   WK=W
   DMN=DM
   IF(NN.GT.3)                  GO TO 43

```

```

DD=FLOAT(NN)
WK=WK/DD
DMN=DMN+DD
GO TO 40
41 WRITE(*, 42)PK, TF, NN, DF
42 FORMAT(4X, 'K=', F5.2, 1X, 'F=', F9.1, 1X, 'NN=', I1, 1X,
* 'DF=', F4.1)
RETURN
43 WRITE(*, 44)DF
44 FORMAT(6X, 'DF(%)=', F9.1)
WRITE(*, 45)NN
45 FORMAT(4X, 'NN=', I1, 2X, 'НЕЦЕЛЕСООБРАЗНО ПРИМЕНЯТЬ',
* 1X, 'ДАННЫЕ КАЛОРИФЕРЫ',/)
RETURN
END

```

Теплотехнический расчет сооружений защищенного грунта

В программе проводится расчет основных теплотехнических характеристик отопительной системы (мощность систем отопления шатра и почвы; средние температуры поверхности почвы и ограждения), исходя из условия обеспечения нормируемых параметров микроклимата в зависимости от наружных климатических условий и конструктивных параметров сооружения защищенного грунта.

При расчете приняты следующие допущения:

- в сооружении отсутствуют растения;
- процессы тепло- и массообмена являются стационарными;
- термические сопротивления отдельных слоев светопрозрачных ограждений принимаются равными нулю;

температуры поверхностей ограждения и почвы рассматриваются как средние величины по площади этих поверхностей.

Кроме того, при задании исходных данных необходимо учитывать, что в программе при расчете отапливаемых культивационных сооружений используются дополнительно к вышеуказанным следующие допущения:

- температура воздуха в сооружении равна минимально допустимой;
- относительная влажность воздуха внутри сооружения принимается равной 60 %.

Исходные данные:

IR — код сооружений (*IR* = 1 — стеклянная, *IR* = 2 — пленочная теплицы);
JR — тип сооружений (*JR* = 1 — ангарного, *JR* = 2 — блочного типа);
TВ — температура воздуха в сооружении, °С;
TН — температура наружного воздуха, °С;
V — скорость ветра, м/с;
DL — характерный (наименьший) размер наклонного ограждения, м;
TG, TGO — температуры соответственно горячей и обратной воды, проходящей через отопительные приборы, °С;
AB — площадь вертикальных ограждений, м²;
AN — площадь наклонных ограждений, м²;
B — барометрическое (атмосферное) давление, кПа;
XВ — ширина сооружения, м;
XD — длина сооружения, м;

- FN — относительная влажность наружного воздуха, отн. ед.;
 FW — относительная влажность внутреннего воздуха (принять равной 0,6), отн. ед.

Выходные данные:

- N — код расчета (N = 1 — расчет теплового баланса на поверхности ограждений; N = 2 — расчет суммарной тепловой мощности обогрева шатра и почвы; N = 3 — расчет отапливаемого сооружения без почвенного обогрева);
 FK2 — тепловой поток при конвективном теплообмене на наружной поверхности ограждения, Вт/м²;
 FL2 — тепловой поток излучения на наружной поверхности ограждения, Вт/м²;
 FLO — тепловой поток излучения на поверхности почвы, Вт/м²;
 FK1 — тепловой поток при конвективном теплообмене на внутренней поверхности ограждения, Вт/м²;
 FL1 — тепловой поток излучения на внутренней поверхности ограждения, Вт/м²;
 TO — температура ограждения, °С;
 GB — расход влаги, удаляемой вместе с вентиляционным воздухом, г/(с · м²);
 FSU — суммарная тепловая мощность систем отопления шатра и почвы сооружения, Вт/м²;
 FHO — тепловой поток от отопительных приборов на поверхности почвы, Вт/м²;
 FI — тепловой поток, расходуемый на испарение влаги из почвы, Вт/м²;
 FPG — тепловой поток теплопотерь через почву, Вт/м²;
 FP — тепловая мощность системы подпочвенного обогрева, Вт/м²;
 TA — температура поверхности почвы, °С;
 FH — тепловая мощность системы отопления шатра сооружения, Вт/м²;
 FAK — тепловой поток, аккумулированный в почве за дневной период, Вт/м².

Расчет сооружений защищенного грунта

CP — удельная теплоемкость почвы, Дж/(кг · К);

RP — плотность почвы, кг/м³;

AC — суточная амплитуда температуры на поверхности почвы, °С.

IMPLICIT REAL(K, M)

READ(*, *)TB, TH, V, IR, JR

READ(*, *)DL, TG, TGO, AB, AN

READ(*, *)CP, RP, AC

READ(*, *)B, XB, XD, FN, FW

DATA HP/1.5/

I=1

K=1

FAK=0.00545*AC*SQRТ(HP*CP*RP)

WRITE(*, 1)I

1 FORMAT(9X, 'РАСЧЕТ ТЕПЛООВОГО БАЛАНСА НА', /9X,
 '*ПОВЕРХНОСТИ ОГРАЖДЕНИЯ', 2X, 'N=', 11, /)

TA=TB

TR=(TG+TGO)*0.5

PB=RR(TB)

A2=FRR(TH)

ALB=11.6*SQRТ(V)

```

ALN=A2*V**0.8/DL**0.2
M=(AB+AH*0.7)/(AB+AH)
AL2=(ALB*AB+ALN*AH)/(AB+AH)
  IF(IR.EQ.1.AND.JR.EQ.1)      K=1.4
  IF(IR.EQ.1.AND.JR.EQ.2)      K=1.25
  IF(IR.EQ.2.AND.JR.EQ.1)      K=1.3
  IF(IR.EQ.2.AND.JR.EQ.2)      K=1.5
2  TO=TH
3  TS=(TB+TO)*0.5
  AO=(-0.96432E-02)*(TS+20.)**0.89308+1.83
  FK1=AO*K*M*(TB-TO)**(4./3.)
    IF(I.EQ.3)                  GO TO 4
  FLO=5.219*(((273.+TA)/100.)**4-((273.+TO)/100.)**4)
4  DT=(((273.+TR)/100.)**4-((273.+TO)/100.)**4)
  FLH=1.51*DT
  FL1=0.88*(FLH+FLO)
  VB=(3625.44/(273.+TS)+0.1346*TS)*1.E-06
  PO=RR(TO)
  DRT=FW*PB-PO
    IF(DRT.LE.0.)              GO TO 26
  DE=(100./B*DRT)**1.4
  ZD=((TB-TO)/(VB*VB))**0.33
  ZK=(273.+TS)**0.42
  GK=0.61E-06*ZK*DE*ZD
  FK=2500.*K*GK
9  F1=FK1+FL1+FK
  QZ=(((273.+TO)/100.)**4-((273.+TH)/100.)**4)*0.8
  FL2=5.4298*QZ
  FK2=AL2*K*(TO-TH)
  F2=FK2+FL2
  EPS=ABS(F1-F2)-3.
    IF(EPS.LE.0.)              GO TO 7
  TO=TO+0.1
    IF(TO.EQ.TB)                GO TO 5
    GO TO 3
5  WRITE(*, 6)
6  FORMAT(5X, 'ПРОЙДЕНЫ ВСЕ ТОЧКИ TO-TB',/)
7  IF(I.EQ.3)                    GO TO 23
  WRITE(*, 8)FK2, FL2, FLO, FK1, FL1, TO
8  FORMAT(5X, 'FK2=', E10.4, 2X, 'FL2=', E10.4, 2X, 'FLO=',
  *E10.4, /5X, 'FK1=', E10.4, 2X, 'FL1=', E10.4, 2X, 'TO=',
  *F5.1,/)
  I=I+1
  WRITE(*, 12)I

```

```

12 FORMAT(9X, 'РАСЧЕТ СУММАРНОЙ ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТИ', /12X,
* 'ОБОГРЕВА ШАТРА И ПОЧВЫ', 2X, 'N=', I1, /)
AD=TB-TH
IF(XB.GT.12.) GO TO 13
IF(XB.GT.8.) GO TO 14
IF(XB.GT.4.) GO TO 15
FPG=AD/2.15
GO TO 16
13 D1=(XB+XD)*AD*1.86
D2=(XB+XD-8.)*AD*0.93
D3=(XB+XD-16.)*AD*0.465
FPG=(XB+XD-(XB+XD-8.)*12.)*AD/(14.2*XB*XD)
GO TO 16
14 D1=(XB+XD)*AD*1.86
D2=(XB+XD-8.)*AD*0.93
FPG=(XB*XD-(XB+XD-4.)*8.)*AD/(8.6*XB*XD)
GO TO 16
15 D1=(XB+XD)*AD*1.86
FPG=(XB*XD-(XB+XD)*4.)*AD/(4.3*XB*XD)
16 IF(IR.EQ.1) AM=1.25
IF(IR.EQ.2) AM=1.
RB=352.99/(TB+273.)
RN=352.99/(TH+273.)
FB=AM*(RN-RB)*(FK2+FL2)/RB
DLB=FB/(1000.*AD)
DN=WSX(TH, FN)
DW=WSV(TB, FW)
GB=DLB*(DW-DN)
FSU=FPG+FB+FK2+FL2
DTT=((273.+TR)/100.)**4 - ((273.+TA)/100.)**4
FHO=DTT*0.654
GI=GK+GB
FI=2500.*GI
FP=FPG+FI+FLO-FHO
WRITE(*, 20) FSU, GB, FHO, FI, FPG, FP
20 FORMAT(5X, 'FSU=', E10.4, 2X, 'GB=', E10.4, 2X, 'FHO=', E10.4, /
*5X, 'FI=', E10.4, 2X, 'FPG=', E10.4, 2X, 'FP=', E10.4, /)
I=I+1
WRITE(*, 22)I
TA=TA-8.
FLO=50.
DA=0.5
TH=-10
21 DKK=ABS(TB-TA)

```

```

IF(TB.GE.TA)                M=0.7
IF(TB.LT.TA)                M=1.3
FKO=AO*M*DKK**(4./3.)
GO TO 2
22 FORMAT(9X, 'РАСЧЕТ ОТАПЛИВАЕМОГО СООРУЖЕНИЯ БЕЗ',/12X,
* 'ПОДПОЧВЕННОГО ОБОГРЕВА', 2X, 'N=', 11,/)
23 DTT=((273.+TR)/100.)**4-((273.+TA)/100.)**4
FHO=0.654*DTT
TAU=(TB+TA)*0.5
D1=(DKK/(TB+273.))**0.26
D2=0.18*(TAU+273.)**1.4
D3=(SQRT(XB*XD))**0.22
D4=B**0.74
D5=VB**0.26
BT=D1*D2/(D3*D4*D5)
RO=PRR(TA)
R2=PRR(TB)
RAK=RO-R2*0.6
IF(RAK.LE.0.)                GO TO 27
G1=0.22*BT*RAK*101.3/B
F1=2500.*G1
11 SF1=FHO+FKO+FAK
SF2=FPG+FLO+F1
DELTA=ABS(SF1-SF2)-3.
WRITE(*, 100)SF1, SF2, DELTA, TO, TA
100 FORMAT(12X, 'SF1=', F6.1, 1X, 'SF2=', F6.1, 1X, 'DLT=', F6.1,
* 1X, 'TO=', F5.1, 1X, 'TA=', F5.1)
IF(DELTA.LE.0.)                GO TO 24
TA=TA+DA
GO TO 21
24 WRITE(*, 25)TA, FLO, TO
25 FORMAT(5X, 'TA=', F5.1, 2X, 'FLO=', F5.1, 2X, 'TO=', F5.1)
D6=((273.+TA)/100.)**4-((273.+TO)/100.)**4
FLOR=4.5927*D6
D7=ABS(FLOR-FLO)-10.
IF(D7.LE.0.)                GO TO 28
FLO=FLOR
DA=0.1
K=K+1
IF(K.GE.3)                    GO TO 2
TA=TA-3.
GO TO 2
26 GK=0.
FK=0.

```

```

GO TO 9
27 GI=0.
   FI=0.
   GO TO 11
28 FH=FK2+FL2+FPG+FB-FAK
   WRITE(*, 29)FHO, FI, FKO, FPG
29 FORMAT(5X, 'FHO=', E10.4, 2X, 'FI=', E10.4, 2X, 'FKO=', E10.4, /,
  *5X, 'FPG=', E10.4, /)
   WRITE(*, 30)
30 FORMAT(9X, 'РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ', /)
   WRITE(*, 31)FH, FB, FAK, FK2, FL2, FPG
31 FORMAT(5X, 'FH=', E10.4, 2X, 'FB=', E10.4, 2X, 'FAK=', E10.4, /,
  *4X, 'FK2=', E10.4, 1X, 'FL2=', E10.4, 2X, 'FPG=', E10.4, //
  *5X, 'ПРОВЕСТИ СРАВНЕНИЕ ПОЛУЧЕННОГО ЗНАЧЕНИЯ FH СО', /
  *5X, 'ЗНАЧЕНИЕМ ТЕПЛОПOTЕРЬ ТЕПЛИЦЫ, ОПРЕДЕЛЕННЫМ ИЗ', /
  *5X, 'ТРАФИКА', ///)
STOP
END

```

```

C
FUNCTION RR(T)
TE=T
IF(T.LE.-9.)          TE=TE-2.15
X=(8.12*TE+156.)/(TE+236.)
RR=0.13332*(10.)**X
RETURN
END

```

```

C
FUNCTION FRR(T)
DATA A0, A1, A2/6.21, -0.95E-02, -0.12916E-03/
DATA A3, A4/-0.1875E-05, 0.10416E-06/
FRR=A0+A1*T+A2*T*T+A3*T**3+A4*T**4
RETURN
END

```

```

C
FUNCTION PRR(T)
DIMENSION A(10), B(4)
DATA A/0.13914E-02, -0.72644E-04, 0.33017E-05, -0.63043E-07,
*      0.7728E-09, -0.47441E-11, 0.94588E-14, 0.552E-16,
*      -0.35229E-18, 0.57878E-21/
DATA B/-14.847212, 0.82907, -0.90854E-01, 0.65587E-02/
IF(T.LT.0)          GO TO 36
IF(T.LT.10)         GO TO 33
PR=0
DO 32 I=1, 10

```

```

32 PR=PR+A(I)*T**I
   GO TO 35
36 PR=0.0048
   GO TO 35
33 PR=206.321
   DO 34 I=1, 4
34 PR=PR+B(I)*T**I
   PR=1./PR
35 PRR=PR
   RETURN
   END

```

```

C
  FUNCTION FSV(D, T)
  DIMENSION A(7)
  DATA A/0.45418E-01, 0.11831E-02, 0.47773E-04, -0.58873E-06,
*        0.2126E-07, -0.19792E-09, 0.83506E-12/
  PF=0.6108
  DO 33 I=1, 7
33 PF=PF+A(I)*T**I
  FSV=99.3*D/(PF*(622.+D))
  RETURN
  END

```

```

C
  FUNCTION WSX(T, F)
  DIMENSION A(7)
  DATA A/-0.88606, -0.37681, -0.68298E-01, -0.64518E-02,
*        -0.33174E-03, -0.88001E-05, -0.94253E-07/
  IF(T.LE.-21.)          GO TO 35
  P=0
  DO 34 I=1, 7
34 P=P+A(I)*T**I
  WSX=622.*F*P/(99.3-F*P)
  GO TO 36
35 WSX=0.38*F
36 RETURN
  END

```

```

C
  FUNCTION WSV(T, F)
  DIMENSION A(7)
  DATA A/0.45418E-01, 0.11831E-02, 0.47773E-04, -0.58873E-06,
*        0.2126E-07, -0.19792E-09, 0.83506E-12/
  PL=0.6108
  DO 37 I=1, 7

```

```

37 PL=PL+A(I)*T**I
   WSV=622.*F*PL/(99.3-F*PL)
   RETURN
   END

```

Расчет основного оборудования систем отопления теплиц

В программе рассчитываются тепловые мощности систем отопления шатра и почвы сооружений защищенного грунта, а также определяются значения температур поля обогрева почвы в теплице и максимальная температура почвы. Исходными данными к вычислению являются величины, полученные при расчете теплового баланса культивационных сооружений.

Исходные данные:

F — тепловая мощность системы отопления, Вт;
TSR — средняя температура теплоносителя, °С;
TB — температура воздуха в сооружении, °С;
S — шаг между трубами, м;
FH — удельная тепловая мощность системы отопления шатра сооружения, Вт/м²;
HP — коэффициент теплопроводности почвы, Вт/(м · К);
H — глубина заложения труб, м;
DH — наружный диаметр трубопровода, м;
XD — длина сооружения, м;
XB — ширина сооружения, м;
N — количество рядов труб (не более четырех);
DU — диаметр условного прохода, мм;
TA — температура поверхности почвы, °С.

Выходные данные:

FS — тепловая мощность системы отопления шатра, Вт;
FP — тепловой поток от подпочвенного обогрева, Вт/м;
FD — тепловая мощность системы подпочвенного обогрева, Вт;
HX — координата распределения температуры по глубине, начиная с поверхности почвы, м;
TP — температура почвы на глубине *HX*, °С;
TZ — численное значение изотермы, разделяющей температурное поле на две части, °С;
TMAX — максимальная температура почвы, °С;
A — действительная площадь поверхности труб, м²;
DL — длина труб подпочвенного обогрева, м.

Расчет основного оборудования систем отопления теплиц

```

READ(*,*)F, TSR, TB, H, TA
READ(*,*)XB, XD, DU, N
READ(*,*)FH, HP, S, DH
TAA=TSR-TB
WRITE(*, 1)
1 FORMAT(9X, 'РАСЧЕТ ТРЕБУЕМОЙ ПЛОЩАДИ ПОВЕРХНОСТИ',/
  *15X, 'ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ',/)

```

Q=RT(TAA)

QQ=Q

QQ=Q*0.9

QQ=Q/1.1

QQ=Q/1.15

IF(DH.LE.0.032.AND.N.EQ.1)

IF(DH.GT.0.032.AND.N.EQ.1)

IF(DH.LE.0.032.AND.N.GT.1)

IF(DH.GT.0.032.AND.N.GT.1)

DH=DH/1000.

FS=FH*XB*XD

AA=FS/QQ

AL=FR(DU)

FL=AA/AL

A=3.14*DH*FL

WRITE(*, 15)A

WRITE(*, 2)

2 FORMAT(9X, 'РАСЧЕТ ПОДПОЧВЕННОГО ОБОГРЕВА', /)

D1=4.712*HP*(TSR-TA)

D2=0.6366*S/DH*SINH(6.28*H/S)

FP=D1/(ALOG(D2))

FD=F*XB*XD

DL=FD/FP

WRITE(*, 3)FS, FP, FD, DL

3 FORMAT(5X, 'FS=', E10.4, 2X, 'FP=', E10.4, 2X, 'FD=', E10.4, /

*5X, 'DL=', E10.4, /)

WRITE(*, 4)

4 FORMAT(9X, 'СТАЦИОНАРНОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУР В ПОЧВЕ', /)

WRITE(*, 5)

5 FORMAT(15X, 'ПЕРВАЯ ОСЬ X=0', /)

D3=FP/(9.425*HP)

D4=6.28/S

B=0.

DO 6 I=1, 50

A1=COSH(D4*(H+B))-1.

A2=COSH(D4*(H-B))-1.

T1=TA+D3*ALOG(A1/A2)

BD=H-B

WRITE(*, 9)B, T1

IF(BD.LE.0.01)

GO TO 7

6 B=B+0.005

7 WRITE(*, 8)

8 FORMAT(/, 15X, 'ВТОРАЯ ОСЬ X=S/2', /)

9 FORMAT(12X, 'HX=', F5.3, 3X, 'TP=', F6.2)

B=0.

DO 10 K=1, 50

A1=COSH(D4*(H+B))-1.

A2=COSH(D4*(H-B))-1.

```

T1=TA+D3*ALOG((A1+2.)/(A2+2.))
BD=H-B
WRITE(*, 11)B, T1
  IF(BD.LE.0.01)
10 B=B+0.005
11 FORMAT(12X, 'HX=', F5.3, 3X, 'TP=', F6.2)
12 TZ=TA+FP*H/(0.75*HP)
  WRITE(*, 13)TZ
13 FORMAT(/, 15X, 'TZ=', F6.2)
  A3=COSH(D4*(H+0.2))-1.
  A4=COSH(D4*(H-0.2))-1.
  TMAX=TA+D3*ALOG(A3/A4)
  WRITE(*, 14)TMAX
14 FORMAT(13X, 'TMAX=', F6.2)
15 FORMAT(5X, 'A=', E10.4, /)
  STOP
  END

```

GO TO 12

```

C
  FUNCTION FR(D)
  DIMENSION A(3)
  DATA A/4.7772E-02, -0.24687E-02, 0.32986E-04/
  FR=0.
  DO 16 I=1, 3
16 FR=FR+A(I)*D**I
  RETURN
  END

```

```

C
  FUNCTION RT(T)
  DIMENSION A(8)
  DATA A/0.96178E+02, -0.69744E+01, 0.21638E+00, -0.33721E-02,
  *      0.26976E-04, -0.89069E-07, -0.70418E-10, 0.82132E-12/
  RT=0.
  DO 1 I=1, 8
1 RT=RT+A(I)*T**I
  RETURN
  END

```

ЛИТЕРАТУРА

1. Андерсон Б. Солнечная энергия (Основы строительного проектирования). — М.: Стройиздат, 1982.
2. Андреевский А. К. Отопление. 2-е изд., перераб. и доп. — Минск: Вышэйша школа, 1982.
3. Апарцев М. М. Наладка водяных систем централизованного теплоснабжения // Справочное-методическое пособие. — М.: Энергоатомиздат, 1983.
4. Бабаханов Ю. М., Степанова Н. А. Оборудование и пути снижения энергопотребления систем микроклимата. — М.: Россельхозиздат, 1986.
5. Бекман У. и др. Расчет системы солнечного теплоснабжения/ Пер. с англ. — М.: Энергоиздат, 1982.
6. Богословский В. Н. и др. Отопление и вентиляция. Учебник для вузов. — М.: Стройиздат, 1980.
7. Бузников Е. Ф. и др. Производственные и отопительные котельные. 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Энергоатомиздат, 1984.
8. Гусев С. А., Метлицкий Л. В. Хранение картофеля. — М.: Колос, 1982.
9. Драганов Б. Х. Использование возобновляемых и вторичных энергоресурсов в сельском хозяйстве. — Киев: Высшая школа, 1988.
10. Теплотехника и применение теплоты в сельском хозяйстве. Учебник для с.-х. вузов/ Б. Х. Драганов, А. В. Кузнецов, С. П. Рудобашта; Под ред. Б. Х. Драганова. — М.: Агропромиздат, 1990.
11. Применение теплоты в сельском хозяйстве. Учебное пособие для с.-х. вузов / Б. Х. Драганов, В. В. Есин, В. П. Зуев; Под ред. Б. Х. Драганова. — Киев: Высшая школа, 1990.
12. Жадан В. З. Влагообмен в плодоовощехранилищах. — М.: Агропромиздат, 1985.
13. Жидко В. И., Резчиков В. А., Уколов В. С. Зерносушение и зерносушилки. — М.: Колос, 1982.
14. Захаров А. А. Применение теплоты в сельском хозяйстве. 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Агропромиздат, 1986.
15. Использование солнечной энергии для теплоснабжения зданий / Ю. А. Константиновский, А. П. Заваров, М. А. Рабинович, А. Р. Ферг; Под. ред. В. В. Сарнацкого. — Киев: Будівельник, 1985.
16. Копко В. М. и др. Теплоснабжение (курсовое проектирование). Учебное пособие для вузов / Под общ. ред. В. М. Копко. — Минск: Вышэйша школа, 1985.
17. Коротков Е. Н. Специализированное отопительно-вентиляционное оборудование животноводческих комплексов. — М.: Агропромиздат, 1987.
18. Курсовое и дипломное проектирование по вентиляции гражданских и промышленных зданий / В. П. Титов, Э. В. Сазонов, Ю. С. Краснов, В. И. Новожилов. — М.: Стройиздат, 1985.
19. Либерман Н. Б., Нянковская М. Т. Справочник по проектированию котельных установок систем централизованного теплоснабжения. — М.: Энергия, 1979.
20. Малин Н. И. Справочник по сушке зерна. — М.: Агропромиздат, 1986.
21. Меклер В. Я. и др. Вентиляция и кондиционирование воздуха на машиностроительных заводах. — М.: Машиностроение, 1980.
22. Методические рекомендации по расчету и эффективному применению электрической энергии в тепловых процессах рассадных пленочных теплиц / В. Н. Рассадин, Л. И. Сухарев, М. М. Загир-заде. — М.: ВИЭСХ, 1981.
23. Отопление и вентиляция / В. Н. Богословский, А. Н. Сканави, В. П. Титов и др. — М.: Стройиздат. Ч. I, 1975. Ч. II, 1976.
24. Рекомендации по проектированию, монтажу и эксплуатации систем горячего водоснабжения, использующих солнечную энергию. — Киев: ЗНИИЭП, 1985.
25. Рекомендации по проектированию зданий с пассивными системами солнечного отопления. — Киев: ЗНИИЭП, 1989.

26. Рослов Н. Н. Комплексы для хранения картофеля и овощей. — М.: Россельхозиздат, 1985.
27. Руководство по теплотехническому расчету культивационных сооружений. — Орел: Гипронисельпром, 1982.
28. Рысс А. А., Гурвич Л. И. Автоматическое управление температурным режимом в теплицах. — М.: Агропромиздат, 1986.
29. Справочник по климату СССР. — Л.: Гидрометеозиздат, 1986.
30. Справочник по наладке и эксплуатации водяных тепловых сетей / В. И. Манюк, Я. И. Каплинский, Э. Б. Хиж, А. И. Манюк, В. К. Ильин. 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Стройиздат, 1982.
31. Справочник проектировщика. Внутреннее санитарно-техническое устройство. / Под общ. ред. И. Т. Старовойта. — М.: Стройиздат. Ч. I, 1975. Ч. II, 1978.
32. Строй А. Ф. и др. Инженерное оборудование сельских производственных зданий // Справочник. — Киев: Урожай, 1988.
33. СНиП П-3-79 **. Строительная теплотехника / Госстрой СССР. — М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1986.
34. СНиП П-35-76. Котельные установки / Госстрой СССР. — М.: Стройиздат, 1977.
35. СНиП 2.04.07 — 86. Тепловые сети / Госстрой СССР. — М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1987.
36. СНиП 2.05.05 — 86. Отопление, вентиляция и кондиционирование / Госстрой СССР. — М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1987.
37. СНиП 2.01.01 — 82. Строительная климатология и геофизика / Госстрой СССР. — М.: Стройиздат, 1983.
38. Установки солнечного горячего водоснабжения. Нормы проектирования. ВСН 52 — 86. — М.: Госгражданстрой, 1986.
39. Цубанов А. Г. Теплоснабжение, отопление и вентиляция животноводческих помещений. — Минск: Ураджай, 1987.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава I. Проектирование систем отопления жилых, общественных и производственных зданий	5
§ 1. Исходные данные, объем проектирования и правила выполнения рабочих чертежей	5
§ 2. Выбор системы отопления	6
§ 3. Расчет теплопотерь через наружные ограждения	7
§ 4. Расчет тепловой мощности системы отопления	13
§ 5. Расчет и выбор отопительных приборов	15
Глава II. Проектирование систем вентиляции жилых, общественных и производственных зданий	16
§ 1. Исходные данные и объем проектирования	16
§ 2. Расчет тепловоздушного режима помещения	18
§ 3. Рекомендации по выбору системы вентиляции	23
§ 4. Расчет производительности устройств местных отсосов и душирующих установок	24
§ 5. Расчет воздухообмена в помещении	31
§ 6. Расчет воздуховодов	35
§ 7. Подбор калориферов и вентиляторов	39
Глава III. Проектирование систем отопления и вентиляции животноводческих зданий	45
§ 1. Исходные данные и объем проектирования	45
§ 2. Выбор расчетных параметров наружного и внутреннего воздуха	45
§ 3. Расчет теплопотерь через наружные ограждения	46
§ 4. Расчет тепловоздушного режима	46
§ 5. Расчет воздухообмена	49
§ 6. Выбор систем отопления и вентиляции	53
§ 7. Аэродинамический расчет воздуховодов	57
§ 8. Расчет и подбор оборудования систем отопления и вентиляции	61
Глава IV. Проектирование систем отопления и вентиляции сооружений защищенного грунта	64
§ 1. Исходные данные и объем проектирования	64
§ 2. Выбор расчетных параметров наружного и внутреннего воздуха	65
§ 3. Описание объекта проектирования и выбор системы отопления и вентиляции	65
§ 4. Теплотехнический расчет сооружений защищенного грунта	67
§ 5. Расчет и подбор основного оборудования систем отопления и вентиляции	75
Глава V. Проектирование систем микроклимата в овоще- и фруктохранилищах	78
§ 1. Исходные данные и объем проектирования	78
§ 2. Компоновка помещений для хранения продукции	78
§ 3. Тепловой баланс хранилищ	83
§ 4. Расчет влагообмена в хранилищах	89
§ 5. Проектирование систем вентиляции хранилищ	92

Глава VI. Тепловой расчет сушки зерна	94
§ 1. Задание на курсовой проект и расчетная схема	94
§ 2. Параметры агента сушки на входе в зерносушилку	96
§ 3. Количество испаренной влаги	99
§ 4. Определение расчетных параметров	99
§ 5. Графоаналитический расчет	106
§ 6. Определение расхода топлива и КПД зерносушилки	109
§ 7. Расчет топ.ки	110
§ 8. Подбор вентиляторов	111
Глава VII. Проектирование систем теплоснабжения в сельском хозяйстве	112
§ 1. Исходные данные, объем проектирования и правила выполнения рабочих чертежей	112
§ 2. Выбор системы теплоснабжения	113
§ 3. Расчет тепловых нагрузок	115
§ 4. Выбор источника теплоснабжения	119
§ 5. Расчет годовых расходов теплоты и топлива	120
§ 6. Регулирование тепловых нагрузок	120
§ 7. Расчет расходов теплоносителя	123
§ 8. Выбор способа прокладки и конструктивных элементов тепловых сетей	124
§ 9. Гидравлический расчет тепловых сетей	125
§ 10. Тепловой расчет сетей	126
Глава VIII. Проектирование систем отопления и горячего водоснабжения от возобновляемых источников энергии	131
§ 1. Проектирование систем отопления зданий с пассивным солнечным обогревом	131
§ 2. Проектирование активных систем солнечного горячего водоснабжения	139
Приложения	147
Литература	173

ДРАГАНОВ БОРИС ХАРЛАМПИЕВИЧ, КОВАЛЕВ СЕРГЕЙ АЛЕКСАНДРОВИЧ, ЛАЗОРЕНКО ВИТАЛИЙ АЛЕКСЕЕВИЧ, МАРЧЕНКО АНДРЕЙ АНДРЕЕВИЧ, ЦУБАНОВ АЛЕКСАНДР ГРИГОРЬЕВИЧ, КОРОТИНСКИЙ ВИКТОР АНДРЕЕВИЧ

КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПО ТЕПЛОТЕХНИКЕ И ПРИМЕНЕНИЮ ТЕПЛОТЫ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ

Зав. редакцией Г. М. Микая. Художественный редактор К. Е. Мацегорин. Технический редактор Л. И. Кувыркина. Корректор Г. В. Абагурова

ИБ № 6233

Сдано в набор 12.12.90. Подписано в печать 15.03.91. Формат 60x90 1/16. Бумага офсетная № 2. Гарнитура Пресс-Роман. Печать офсетная. Усл. п. л. 11,00. Усл. кр-отт. 11,25. Уч изд. л. 10,85. Тираж 10 000 экз. Изд № 408. Заказ № 108 . Цена 65 коп.

Ордена Трудового Красного Знамени ВО "Агропромиздат",
107807, ГСП-6, Москва, Б-78, ул. Садовая-Спасская, 18.

Московская типография № 6 Государственного комитета СССР по печати.
109088, Москва, Ж-88, Южнопортовая ул., 24.