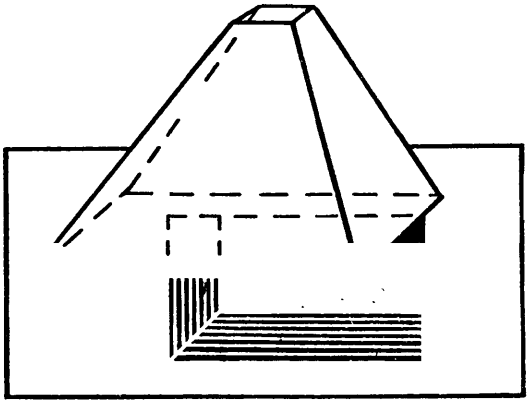
СБОРНИК ЗАДАЧ

ПО РАСЧЕТУ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ МИКРОКЛИМАТА ЗДАНИЙ



СБОРНИК ЗАДАЧ ПО РАСЧЕТУ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ МИКРОКЛИМАТА ЗДАНИЙ

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности "Теплогазоснабжение и вентиляция"

Воронеж

Издательство Воронежского университета

1988

УДК 697

Сборник задач по расчету систем кондиционирования микроклимата зданий / Под общей редакцией канд. техн. наук, доц. Э.В.Сазонова: Учеб. пособие. - Воронеж: Изд-во ВГУ, 1988. - 296 с.

Дан набор задач с примерами расчета, заданиями для проведения научно-исследовательских работ и программами для ЭВМ по дисциплинам специальности "Теплогазоснабжение и вентиляция": строительной теплофизике, отоплению, вентиляции и кондиционированию воздуха. Построение сборника таково, что выполнение основных задач каждого варианта имеет сквозные исходные данные. Однако при необходимости каждая задача может быть решена самостоятельно без связи с другими.

Для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности "Теплогазоснабжение и вентиляция".

Библиогр. 23 назв. Ил. 41. Табл. 96.

Печатается по постановлению
Редакционно-издательского совета
Воронежского университета

Р е ц е н з е н т ы:
д-р техн. наук, проф. А.Ф.Милетич,
кафедра отопления и вентиляции Днепропетровского
инженерно-строительного института

3206000000-042
М174(03)-88 59-88

ISBN 5-7455-0059-X

© Издательство
Воронежского университета, 1988

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 5
Методические рекомендации 6
Глава I. Выбор и расчет параметров воздуха 7
I.1. Выбор параметров наружного воздуха 7
I.2. Выбор и расчет внутренних параметров воздуха .. 9
Глава II. Строительная теплофизика 16
II.1. Теплотехнический расчет ограждающей конструкции здания 16
II.2. Выбор заполнения светового проема 23
II.3. Анализ влажностного режима ограждающей конструкции здания 25
II.4. Оценка теплового комфорта в помещении в холодный период года 29
Глава III. Отопление 39
III.1. Определение теплопотерь зданий 39
III.2. Тепловой расчет отопительных приборов 47
III.3. Гидравлический расчет системы водяного отопления . 58
Глава IV. Вентиляция и кондиционирование воздуха 73
IV.1. Вытяжные зонты и зонты-козырьки 73
IV.2. Бортовые отсосы 80
IV.3. Воздушные души 86
IV.4. Воздушные завесы 92
IV.5. Расчет воздухообмена помещений 101
IV.6. Аэрация производственного здания 117
IV.7. Аварийная вентиляция 122
IV.8. Построение процессов тепловлажностной обработки воздуха 126
Глава V. Расчет оборудования и устройств вентиляционных систем 202
V.1. Воздухонагреватели 202
V.2. Камеры орошения 214
V.3. Шумоглушители 220

V.4. Пылеуловители 227
V.5. Воздуховоды равномерной раздачи и равномерного всасывания 244
V.6. Холодильные установки 251
Приложения 258
Список использованной литературы 292

ПРЕДИСЛОВИЕ

Промышленные и гражданские здания как в процессе проектирования, так и в процессе эксплуатации необходимо рассматривать в неразрывной связи с окружающей средой, как элемент, находящийся под непрерывным влиянием множества природных и хозяйственных факторов. Поэтому обоснованный выбор ограждающих конструкций здания, систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха должен быть направлен прежде всего на создание микроклимата и воздушной среды помещения, в наибольшей степени отвечающих здоровому образу жизни человека. Установлено, что до 40% всей вырабатываемой в стране тепловой энергии идет на нужды отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Следовательно, перед инженерными системами кондиционирования микроклимата зданий стоит другая, не менее актуальная задача – экономия топливно-энергетических ресурсов, задача, решение которой предусмотрено Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1986-1990 годы и на период до 2000 года.

В подготовке специалиста с высшим образованием существенная и все более возрастающая роль должна отводиться практическим занятиям – своеобразной учебной форме связи теории с практикой, отработке умения применять полученные теоретические знания. Практические занятия должны содействовать выработке навыков работы со справочными и нормативными материалами, по использованию вычислительной техники. Однако на практических занятиях нельзя ограничиваться выработкой только практических навыков, техникой решения задач или выполнением расчетов. Студент должен всегда видеть цель дисциплины и ее связь с жизнью.

Учебное пособие охватывает полный перечень тем практических занятий, отраженных в типовых программах дисциплин, касающихся систем обеспечения микроклимата зданий – "Отопление", "Вентиляция", "Кондиционирование воздуха и холодоснабжение", а также практических вопросов "Строительной теплофизики".

Главы написаны: I, IV: пп.IV.I – IV.6, IV.9, V: пп.V.3 – V.5 – Э.В.Сазоновым; V: пп.V.I и V.2 – Э.В.Сазоновым совместно с И.И.Полосиным; II и III – Л.М.Маховым; IV: пп.IV.7, IV.8 и IV.I0, V: п.V.6 – И.И.Полосиным; математическое обеспечение задач – Л.А.Черниговской.

Методические рекомендации

Формирование микроклимата зданий зависит от многих факторов, главными из которых являются взаимодействие ограждения с внутренней и наружной средами, тепло- и массообменные процессы при контакте воздуха вентиляционных систем и помещений, характеристики наружного климата и законы их изменения. Следовательно, успешной работе по расчету, организации и регулированию микроклимата помещения должны предшествовать знания из климатологии, термодинамики влажного воздуха, теплопередачи, теории подобия, теории тепло- и массообмена и др.

Книга состоит из 5 глав, приложений и списка используемой литературы. Первая глава, определяющая для остальных, включает вопросы выбора и расчета параметров наружного воздуха и внутреннего воздуха помещений. Четыре следующих главы посвящены отдельным дисциплинам: строительной теплофизике (гл.II), отоплению (гл.III), вентиляции и кондиционированию воздуха (гл.IV). Расчет оборудования и устройств вентиляционных систем, в связи с большим объемом материала, выделен в самостоятельную главу V. В приложении приведены таблица плотности воздуха и программы расчета на ЭВМ.

Все задачи, приведенные в сборнике, иллюстрируются примерами расчетов, а большинство из них имеет задания для проведения научно-исследовательской самостоятельной работы студентов и программы расчета на ЭВМ. Программное обеспечение написано на языке БЕЙСИК и функционирует в среде операционных систем типа РАФОС на микроЭВМ "Электроника-60" и мини-ЭВМ СМ-4. Порядок работы по программе естественным образом определяется запросами программы. Построение сборника таково, что выполнение основных задач каждого варианта имеет сквозные исходные данные. Однако при необходимости любая задача может быть решена самостоятельно, без связи с другими.

Теоретические сведения и справочные материалы пособия приводятся в объеме, необходимом для решения задач. Поэтому необходимо дополнительно пользоваться учебниками, учебными пособиями, нормативными и справочными материалами.

Успех рассматриваемой формы учебного процесса предопределяется предварительной самостоятельной работой студента по теме практического занятия для основательного овладения теорией вопроса. Каждое практическое занятие (отдельная задача) должно заканчиваться анализом и выводом по проделанной работе.

Глава 1

ВЫБОР И РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУХА

1.1. Выбор параметров наружного воздуха

Параметры наружного воздуха определяют теплотехнические качества ограждений и в конечном итоге расходы объектом воздуха, теплоты и электроэнергии.

При конструировании центральных систем отопления, в том числе систем вентиляции, выполняющих функции отопления, наружная температура воздуха определяется расчетными параметрами Б [6].

При проектировании систем общеобменной вентиляции с естественным или искусственным побуждением движения воздуха, предназначенных для удаления избытков теплоты, влаги, в том числе систем вентиляции с испарительным (адиабатным) охлаждением воздуха, следует принимать для теплого и для холодного периодов года расчетные параметры А, за исключением:

1) приточных систем вентиляции помещений с выделением вредных веществ любого класса опасности или с местной вытяжной вентиляцией (в том числе с удалением воздуха от технологического оборудования);

2) систем, обслуживающих здания больничных учреждений (больницы, клиники, госпитали), диспансеры, амбулатории, родильные дома, дома ребенка, интернаты для престарелых и инвалидов, детские сады и ясли, гостиницы и санатории высшего разряда;

3) приточных систем местной приточной вентиляции – душирования рабочих мест и подачи воздуха в зону дыхания работающего.

В этих трех случаях при расчете вентиляции рекомендуется принимать в качестве расчетных для теплого периода года параметры А, для холодного – параметры Б. Рекомендации по выбору расчетных параметров для систем кондиционирования воздуха учитывают назначение помещения и приведены в СНиП II-33-75* [6].

Расчетные параметры наружного воздуха в переходный период года для вентиляции: температура воздуха +10°С, удельная энтальпия – 23 кДж/кг. Для систем кондиционирования воздуха переходным периодом года считают период с параметрами наружного воздуха, при которых в работающем кондиционере не расходуется теплота и холод.

Задача № 1. Для заданного варианта (табл. I.1) по [7] и приложению 4* [6] определить:

барометрическое давление $P_б$, ГПа; температуру наружного воздуха, °С: среднюю наиболее холодных суток обеспеченностью 0,98 и 0,92 $t_{н,1}$; среднюю наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,92 $t_{н,5}$; среднюю отопительного сезона (период со средней суточной температурой воздуха $t_н \leqslant 8°С$) $t_{н,с}$; температуру наружного воздуха, °С, по параметрам А $t_н^А$ и Б $t_н^Б$ для теплого и холодного периодов года; продолжительность отопительного сезона $Z_{от.с}$, сут; удельную энтальпию наружного воздуха, кДж/кг, по параметрам А $J_н^А$ и Б $J_н^Б$ для теплого и холодного периодов года; максимальную из средних скоростей ветра по румбам за январь v_{max}, м/с, и расчетную скорость ветра v, м/с, холодного периода.

Таблица I.1. Район строительства объекта

№ варианта	Город	№ варианта	Город
1	Астрахань	16	Краснодар
2	Актюбинск	17	Куйбышев
3	Барнаул	18	Кустанай
4	Братск	19	Ленинград
5	Брянск	20	Львов
6	Ворошиловград	21	Минск
7	Волгоград	22	Москва
8	Воронеж	23	Одесса
9	Горький	24	Омск
10	Днепропетровск	25	Пермь
11	Иваново	26	Рязань
12	Казань	27	Ростов-на-Дону
13	Киев	28	Саратов
14	Киров	29	Свердловск
15	Кишинев	30	Харьков

Пример № 1. Расчетные параметры наружного воздуха для Воронежа:

барометрическое давление $P_б$ = 990 ГПа; $t_{н,1}$ = −32°С (обеспеченность 0,98), $t_{н,1}$ = −30°С (обеспеченность 0,92), $t_{н,5}$ = = −26°С (обеспеченность 0,92), $t_{н,с}$ = −3,4°С; холодный период − $t_н^А$ = −14°С, $t_н^Б$ = −25°С; теплый период − $t_н^А$ = 24,2°С, $t_н^Б$ = = 28,9°С;

продолжительность отопительного сезона $Z_{от.с}$ = 199 сут;

удельная энтальпия: холодный период − $J_н^А$ = −11,7 кДж/кг, $J_н^Б$ = −24,3 кДж/кг, теплый период − $J_н^А$ = 52,3 кДж/кг, $J_н^Б$ = = 54,8 кДж/кг;

максимальная из средних скоростей ветра по румбам за январь $v_{max} = 5,1$ м/с, расчетная скорость ветра холодного периода $v = 5,4$ м/с.

Задача № 2. Определить для теплого и холодного периодов года температуру наружного воздуха при расчете:

а) общеобменной вентиляции в помещении общественного здания с тепло- и влаговыделениями;

б) общеобменной вентиляции в производственном помещении с выделением вредных веществ 1-4 класса опасности;

в) общеобменной вентиляции помещений больничного учреждения;

г) вентиляции, предназначенной для компенсации воздуха, удаляемого местными отсосами;

д) местной приточной вентиляции;

е) воздушного отопления;

ж) систем кондиционирования воздуха в зрительных залах общественных зданий.

Ответы см. в исходных данных задач № 20, 22, 27-32.

Пример № 2. Район строительства здания - Воронеж. Расчетная температура наружного воздуха принимается по [1, 6]:

а) для помещений кинотеатра или сборочного цеха с тепло- и влаговыделениями - холодный период года $t_н = -14^{\circ}C$, теплый период года $t_н = 24,2^{\circ}C$;

б) для сборочного цеха, в воздух которого кроме тепло- и влаговыделений поступают, например, пары бензина - холодный период года $t_н = -25^{\circ}C$, теплый период года $t_н = 24,2^{\circ}C$;

в) для помещений роддома - холодный период года $t_н = -25^{\circ}C$, теплый период года $t_н = 24,2^{\circ}C$;

г) для сборочного цеха, из которого воздух удаляется при помощи местных отсосов, - холодный период года $t_н = -25^{\circ}C$, теплый период года $t_н = 24,2^{\circ}C$;

д) при расчете местной приточной вентиляции - холодный период года $t_н = -25^{\circ}C$, теплый период года $t_н = 24,2^{\circ}C$;

е) при расчете воздушного отопления $t_н = -25^{\circ}C$;

ж) для зрительного зала кинотеатра с применением кондиционирования воздуха - холодный период года $t_н = -25^{\circ}C$, теплый период года $t_н = 28,9^{\circ}C$.

I.2. Выбор и расчет внутренних параметров воздуха

Нормативные документы нашей страны [1, 6] наряду с использованием принципа эквивалентных сочетаний температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха осуществляют раздельное нормирование метеорологических параметров с учетом ка-

тегории тяжести работы, избытков теплоты в помещении и сезона года. ГОСТом [1] устанавливаются оптимальные и допускаемые сочетания параметров воздуха.

Оптимальными считаются сочетания параметров воздуха, которые при систематическом воздействии на человека обеспечивают сохранение нормального и функционального теплового состояния организма без напряжения реакций терморегуляции, ощущения теплового комфорта и предпосылки для высокого уровня работоспособности. Допустимыми считаются сочетания, которые при длительном и систематическом воздействии на человека могут вызвать переходящие и быстро нормализующиеся изменения функционального и теплового состояния организма и напряжения реакций терморегуляции, не выходящие за пределы физиологических приспособительных возможностей. При этом не возникает повреждений или нарушений состояния здоровья, но могут наблюдаться дискомфортные теплоощущения, ухудшение самочувствия и понижение работоспособности.

Допускаемые нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в рабочей зоне производственных помещений, в обслуживаемой зоне жилых и общественных зданий и вспомогательных зданий промышленных предприятий принимаются при отсутствии жестких ограничений в нормировании микроклимата.

Оптимальные метеорологические условия для помещений жилых и общественных зданий принимаются, как правило, при кондиционировании воздуха. Температура и относительная влажность воздуха в пределах оптимальных размеров применяется в тех производственных помещениях, где по условиям технологического режима требуется поддержание постоянных в течение определенного периода года условий микроклимата.

Исходя из технико-экономических показателей, оптимальные и допустимые нормы температуры воздуха в холодный и переходный периоды года принимаются: при значительных избытках теплоты в помещении – максимальные или близкие к ним значения; при недостатках или незначительных избытках теплоты в помещении – минимальные или близкие к ним значения.

Определение температуры воздуха в неотапливаемом помещении, граничащем с отапливаемым, производится путем решения уравнения теплового баланса данного помещения относительно искомой температуры.

Задача № 3. Определить по [1] или по табл. I.I и I.2 допустимые и оптимальные нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в обслуживаемой зоне помещений жилых и общественных зданий и вспомогательных зданий промышленных предприятий.

Таблица I.2. Нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в обслуживаемой зоне помещений жилых и общественных зданий и вспомогательных зданий промышленных предприятий [6]

Период года	Температура, °С	Относительная влажность, %, не более	Скорость движения воздуха, м/с, не более
	Допустимые нормы		
Холодный и переходный	18–22	65	0,3
Теплый	Не более, чем на 3°С выше расчетной температуры наружного воздуха (расчетные параметры А)	65	0,5
	Оптимальные нормы		
Холодный и переходный	20–22	45–30	0,1 – 0,15
Теплый	20–25	60–30	0,25

Пример № 3. Определить для зрительного зала кинотеатра, строящегося в Воронеже, допускаемые и оптимальные параметры микроклимата.

Решение. Согласно [6] или данным табл. I.2 температура $t_в$, °С, относительная влажность φ, %, и скорость движения v, м/с, воздуха в обслуживаемой зоне зрительного зала кинотеатра равны:

для холодного и переходного периодов года допускаемые параметры: $t_в = 18°С$, $\varphi \leq 65\%$, $v \leq 0,3$ м/с; оптимальные параметры: $t_в = 20°С$, $\varphi = 45\%$, $v = 0,1$ м/с;

для теплого периода года допускаемые параметры: $t_в = 24,3 + 3 = 27,2°С$, $\varphi = 65\%$, $v = 0,5$ м/с; оптимальные параметры: $t_в = 25°С$, $\varphi = 30\%$, $v = 0,25$ м/с.

Задача № 4.1. Определить согласно категории тяжести работы (табл. I.3) по [6] или табл. I.4 оптимальные, а по данным табл. I.5–I.7 допустимые параметры воздуха в рабочей зоне производственного помещения с незначительными избытками явной теплоты.

Ответ см. в исходных данных задачи № 23.

Таблица I.3. Характеристика вариантов задач по категориям работ

№ варианта	Категория работ
1, 5, 9, 13, 17, 21, 25, 29	Легкая - I
2, 6, 10, 14, 18, 22, 26, 30	Средней тяжести - IIА
3, 7, 11, 15, 19, 23, 27	Средней тяжести - IIБ
4, 8, 12, 16, 20, 24, 28	Тяжелая - III

Пример № 4.1. Определить метеорологические условия (температуру $t_{р.з}$, относительную влажность φ и скорость движения воздуха v) в рабочей зоне строящегося в Воронеже производственного помещения с незначительными избытками явной теплоты и тяжелой категорией работ.

Решение. Холодный и переходный периоды года - оптимальные условия по табл. I.4: $t_{р.з} = 16^{\circ}C$, $\varphi = 60\%$, $v \leq 0,3$ м/с; допускаемые условия по табл. I.5: $t_{р.з} = 13^{\circ}C$, $\varphi \leq 75\%$, $v \leq 0,5$ м/с.

Теплый период года - оптимальные условия по табл. I.4: $t_{р.з} = 21^{\circ}C$, $\varphi = 40\%$, $v \leq 0,5$ м/с; допускаемые условия - температура воздуха определяется по табл. I.7. Так как $t_{н}^{А} = 24,2^{\circ}C > 23^{\circ}C$, то $t_{р.з} = 24,2 + 3 = 27,2^{\circ}C$; относительная влажность и скорость движения воздуха определяются по табл. I.6: $\varphi \leq 65\%$, $v = 0,3 - 0,7$ м/с.

Задача № 4.2. Условия задачи такие же, как и в задаче 4.1, за исключением того, что помещение характеризуется значительными избытками явной теплоты.

Ответы см. в исходных данных задач № 22, 24.

Пример № 4.2. Условия примера такие же, как и в примере № 4.1, за исключением того, что помещение характеризуется значительными избытками явной теплоты.

Решение. Холодный и переходный периоды года - оптимальные условия по табл. I.4: $t_{р.з} = 18^{\circ}C$, $\varphi = 40\%$, $v \leq 0,3$ м/с; допускаемые условия по табл. I.5: $t_{р.з} = 19^{\circ}C$, $\varphi \leq 75\%$, $v \leq 5$ м/с. Теплый период года - оптимальные условия по табл. I.4: $t_{р.з} = 21^{\circ}C$, $\varphi = 40\%$, $v \leq 0,5$ м/с; допускаемые условия: температура воздуха определяется по табл. I.7. Так как $t_{н}^{А} = 24,2 > 23^{\circ}C$, то $t_{р.з} = 24,2 + 5 = 29,2^{\circ}C$; относительные влажность и скорость движения воздуха определяются по табл. I.6: $\varphi \leq 65\%$, $v = 0,5 - 0,1$ м/с.

Таблица I.4. Оптимальные нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в рабочей зоне производственных помещений [I]

Период года	Категория работ	Температура, °С	Относительная влажность, %	Скорость движения воздуха, м/с, не более
Холодный и переходный	Легкая - I	20-23	60-40	0,2
	Средней тяжести - IIА	18-20	60-40	0,2
	Средней тяжести - IIБ	17-19	60-40	0,3
	Тяжелая - III	16-18	60-40	0,3
Теплый	Легкая - I	22-25	60-40	0,2
	Средней тяжести - IIА	21-23	60-40	0,3
	Средней тяжести - IIБ	20-22	60-40	0,4
	Тяжелая - III	18-21	60-40	0,5

Таблица 1.5. Допустимые нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в рабочей зоне производственных помещений в холодный и переходный периоды года [1]

Категория работ	Температура воздуха, °С	Относительная влажность воздуха, %, не более	Скорость движения воздуха, м/с, не более
Легкая - I	19-25	75	0,2
Средней тяжести - IIА	17-23	75	0,3
Средней тяжести - IIБ	15-21	75	0,4
Тяжелая - III	13-19	75	0,5

Таблица I.6. Допустимые нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в рабочей зоне производственных помещений с избытками явной теплоты в теплый период года [1]

Категория работ	Температура воздуха в помещениях, °С, с избытками явной теплоты		Относительная влажность в помещении, %	Скорость движения воздуха, м/с, в помещениях с избытками явной теплоты	
	незначительными	значительными		незначительными	значительными
Легкая – I Средней тяжести – IIА Средней тяжести – IIБ	Не более чем на 3 выше температуры наружного воздуха по параметру А, но не более 28	Не более чем на 5 выше температуры наружного воздуха по параметру А, но не более 28	При 28°С – не более 55 при 27°С – 60 при 26°С – 65 при 25°С – 70	0,2 – 0,5 0,2 – 0,5 0,3 – 0,7	0,2 – 0,5 0,3 – 0,7 0,5 – 1,0
Тяжелая – III	Не более чем на 3 выше температуры наружного воздуха по параметру А, но не более 26	Не более чем на 5 выше температуры наружного воздуха по параметру А, но не более 26	При 26°С – 65 при 25°С – 70 при 24°С и ниже – не более 75	0,3 – 0,7	0,5 – 1,0

Т а б л и ц а I.7. Допустимые параметры внутреннего воздуха для районов с расчетной температурой наружного воздуха по параметру А более 25°С при легкой и средней тяжести работ и более 23°С при тяжелой работе [1]

Избытки явной теплоты в помещении	Температура воздуха, °С	Относительная влажность воздуха, %
Незначительные	Не более чем на 3° выше температуры наружного воздуха по параметру А, но не выше 31°	См. табл. I.6
Значительные	Не более чем на 5° выше температуры наружного воздуха по параметру А, но не выше 33°	-"-

Глава II

СТРОИТЕЛЬНАЯ ТЕПЛОФИЗИКА

II.1. Теплотехнический расчет ограждающей конструкции здания

Ограждающие конструкции любого здания должны удовлетворять определенным теплотехническим требованиям. При разработке наружного ограждения прежде всего учитывают, что оно должно иметь регламентируемое нормами [8] сопротивление теплопередаче R_0. Величина R_0 определяется толщиной принятого в конструкции ограждения теплоизоляционного слоя, выбор которой и является основной целью теплотехнического расчета ограждающей конструкции здания.

Фактическое сопротивление теплопередаче ограждения принимается равным экономически целесообразному сопротивлению теплопередаче $R_0^{эк}$, определяемому по минимуму приведенных затрат. Однако величина $R_0^{эк}$ должна быть не менее требуемого по санитарно-гигиеническим условиям сопротивления теплопередаче $R_0^{тр}$, умноженного на коэффициент, введенный с целью упростить в определенных условиях экономический расчет [17]. Завершается теплотехнический расчет определением коэффициента теплопередачи ограждения K, который в дальнейшем используется для определения теплопотерь зданием и тепловой мощности его системы отопления.

Задача № 5. Определить толщину теплоизоляционного слоя и коэффициент теплопередачи наружной стены жилого здания.

Исходные данные: конструкция наружной стены (количество, толщина и материал слоев), район строительства, сметно-экономические показатели (табл. II.1).

Порядок расчета. 1. Из [7] или результатов задачи № 1 выписываем расчетные параметры климата района строительства: среднюю температуру наиболее холодных суток (обеспеченностью 0,98 и 0,92) $t_{н1}$, °С; среднюю температуру наиболее холодной пятидневки (обеспеченностью 0,92) $t_{н5}$, °С; среднюю температуру отопительного сезона $t_{от.с}$, °С; продолжительность отопительного сезона $z_{от.с}$, сут.

2. Согласно [4], влажность внутреннего воздуха лежит в пределах 50–60% при расчетной температуре внутреннего воздуха в помещениях не менее 12 и не более 24°С. Тогда по табл. 1 [8]

Таблица II.1. Исходные данные для расчетов к задачам № 5, 7

№ варианта	Конструкция слоя стены от внутреннего пространства здания	Повышающий коэффициент $m_{эк}$	Стоимость материалов и работ				
			$C_{ут}$, Р/м³	$C_м$, Р/м²	$C_{тр}$, Р/м²	$C_{монт.}$ Р/м²	$C_т 10^9$, Р/Дж
1-5	Известково-песчаный раствор $\delta = 20$ мм; Кирпич глиняный обыкновенный $\rho_0 = 1800$ кг/м³; $\delta = 380$ мм; Цементно-песчаный раствор $\delta = 15$ мм	1,1	27	12	3,2	4	3,15
6-10	То же $\rho_0 = 1600$ кг/м³	1,1	28	13	3,5	4,5	3,1
11-15	Железобетон $\delta = 50$ мм; Керамзитобетон $\rho_0 = 1400$ кг/м³; $\delta = 150$ мм; Железобетон $\delta = 50$ мм	1,3	30	14	0,9	2,5	3,26
16-20	То же $\rho_0 = 1200$ кг/м³	1,3	31	15	0,8	2,8	3,56
21-25	Пенобетон $\rho_0 = 600$ кг/м³	1,3	45	16	0,5	3,2	3,39
26-30	То же $\rho_0 = 300$ кг/м³	1,3	48	17	0,4	3,5	3,45

Примечание. Приведенное в табл. II.1 значение $C_м$ соответствует получаемой в расчете (п. 7) предварительной толщине утеплителя. При других толщинах утеплителя $C_м$ следует изменять пропорционально общей толщине наружной стены.

влажностный режим помещений жилого здания нормальный. Определяем по карте прил. 1* [8] зону влажности района строительства. Пользуясь прил. 2 [8], устанавливаем условие эксплуатации ограждающих конструкций рассматриваемого здания: А или Б. По соответствующей колонке прил. 3* [8] определяем расчетную теплопроводность λ, Вт/(м·°С), и коэффициенты теплоусвоения (при периоде 24 ч) S, Вт/(м^2·°С), материалов слоев наружной стены.

3. Рассчитываем требуемое сопротивление теплопередаче, (м^2·°С)/Вт, по формуле

$$R_o^{тр} = \frac{(t_в - t_н)n}{\alpha_в \Delta t^н}, \qquad (II.1)$$

где $\Delta t^н$ – нормативный температурный перепад между температурой внутреннего воздуха и температурой внутренней поверхности ограждающей конструкции, °С, принимаемый по табл. 2* [8]; n – коэффициент, принимаемый в зависимости от положения наружной поверхности ограждающей конструкции по отношению к наружному воздуху по табл. 3* [8]; $t_в$ – расчетная температура внутреннего воздуха, °С, принимаемая по нормативной литературе (согласно [4] для жилых зданий при $t_{н,5} \leq -31$°С, $t_в = 20$°С, в остальных случаях $t_в = 18$°С); $\alpha_в$ – коэффициент теплообмена внутренней поверхности ограждающей конструкции, Вт/(м^2·°С), принимаемый по табл. 4* [8]; $t_н$ – расчетная зимняя температура наружного воздуха, выбираемая в зависимости от тепловой инерции D ограждения по табл. 5* [8].

В начале расчета величину D определить нельзя. Поэтому принимаем, что для рассматриваемого ограждения соблюдается условие: $4 < D \leq 7$. Тогда в формуле (II.1) согласно [4] наружная температура определяется зависимостью $t_н = (t_{н,1} + t_{н,5})/2$ ($t_{н,1}$ принимается обеспеченностью 0,92).

4. Фактическая тепловая инерция наружной стены проверяется по формуле

$$D = R_1 S_1 + R_2 S_2 + \ldots + R_i S_i, \qquad (II.2)$$

где $R_i = \delta_i / \lambda_i$ – термическое сопротивление i-го слоя ограждения, м^2·°С/Вт; δ_i – толщина i-го слоя, м.

Термическое сопротивление $R_{ут}$, м^2·°С/Вт, теплоизоляционного слоя (утеплителя), толщину которого определяем, находится из условия равенства фактического сопротивления теплопередаче ограждения требуемому по формуле

$$R_{ут} = R_o^{тр} - \frac{1}{\alpha_в} - \sum_1^i R_{к,i} - \frac{1}{\alpha_н}, \qquad (II.3)$$

где $\sum_1^i R_{к,i}$ – сумма термических сопротивлений конструктивных сло-

ев ограждения, толщина которых известна, $м^2 \cdot {}^{o}C/Вт$; $\alpha_н$ – коэффициент теплообмена наружной поверхности ограждения, $Вт/(м^2 \cdot {}^{o}C)$, принимаемый по табл. 6* [8].

В результате расчета по формуле (II.2) убеждаемся в правильности сделанного ранее предположения о величине тепловой инерции D. В противном случае расчет требуемого сопротивления теплопередаче $R_0^{тр}$ повторяют, принимая в формуле (II.1): $t_н = t_{н,1}$ обеспеченностью 0,98 при D до 1,5; $t_н = t_{н,1}$ обеспеченностью 0,92 при $1,5 < D \leq 4$; $t_н = t_{н,5}$ при $D > 7$.

5. Минимальная величина экономически целесообразного сопротивления теплопередаче ограждения $R_0^{эк}$, $м^2 \cdot {}^{o}C/Вт$, определяется по формуле

$$R_0^{эк} = R_0^{тр} m_{эк}, \qquad (II.4)$$

где $m_{эк}$ – повышающий коэффициент, определяемый по табл. 9а* [8] или табл. 2 [17].

6. Экономически целесообразное термическое сопротивление утеплителя в стене $R_{ут}^{эк}$, $м^2 \cdot {}^{o}C/Вт$, предварительно определяем по формуле

$$R_{ут}^{эк} = 60 \sqrt{\frac{n_{ут}(t_в - t_{от.с}) 24 Z_{от.с} m C_т \iota_т}{\lambda_{ут} C_{ут} E_{н.п}}}, \qquad (II.5)$$

где $n_{ут} = 0,85$ – коэффициент, учитывающий отношение термического сопротивления утеплителя многослойной ограждающей конструкции к ее сопротивлению теплопередаче; $m = 1,05$ – коэффициент, учитывающий дополнительные потери теплоты при инфильтрации наружного воздуха; $C_т$ – стоимость тепловой энергии, р./Дж (см. табл. II.1); $\iota_т = 1,3$ – коэффициент, учитывающий изменение стоимости тепловой энергии на перспективу; $\lambda_{ут}$ – расчетная теплопроводность материала утеплителя, $Вт/(м \cdot {}^{o}C)$; $C_{ут}$ – стоимость материала утеплителя, $р./м^3$ (см. табл. II.1); $E_{н.п} = 0,08$ 1/г. норматив для приведения разновременных затрат.

7. Предварительную толщину теплоизоляционного слоя $\delta_{ут}$, м, определяем по формуле

$$\delta_{ут} = R_{ут}^{эк} \lambda_{ут}. \qquad (II.6)$$

Полученный результат округляем в большую сторону до ближайшей унифицированной толщины утеплителя. Для слоев из легкого бетона толщину утеплителя можно принимать кратной 20 мм. Унифицированная толщина кирпичной кладки выбирается с учетом размеров кирпичей и шва между ними: 0,38 (не менее); 0,51; 0,64; 0,77 м.

Определяем термическое сопротивление теплоизоляционного слоя

$R_{ут}^{эк}$, м^2·°С/Вт, с учетом окончательно выбранной его толщины.

8. Находим с учетом окончательного значения $R_{ут}^{эк}$:

а) экономически целесообразное сопротивление теплопередаче наружной стены $R_o^{эк}$, м^2·°С/Вт, по формуле

$$R_o^{эк} = \frac{1}{\alpha_в} + \sum_1^i R_{к,i} + R_{ут}^{эк} + \frac{1}{\alpha_н}; \qquad (II.7)$$

б) единовременные затраты на создание ограждающей конструкции $C_д$, р./м^2, по формуле [17]

$$C_д = (C_м + C_{тр})\,к + C_{монт}, \qquad (II.8)$$

где $C_м$ – отпускная цена на ограждающую конструкцию, р./м^2 (см. табл. II.1); $C_{тр}$ – стоимость транспортирования ограждающей конструкции, р./м^2 (см. табл. II.1); к – коэффициент, учитывающий заготовительно-складские расходы, для всех вариантов задач к = 1,03; $C_{монт}$ – стоимость монтажа (возведения) здания, р./м^2 (см. табл. II.1);

в) приведенные затраты П, р./м^2, по формуле

$$П = C_д + 3600\,\frac{(t_в - t_{от.с})\,24\,Z_{от.с}\,m\,C_т\,t_т}{R_o^{эк}\,E_{н.п}}. \qquad (II.9)$$

9. Для принятой конструкции наружного ограждения определяем значения $R_{ут}^{эк}$, $R_o^{эк}$, $C_д$ и П при унифицированных толщинах теплоизоляционного слоя $\delta_{ут}$, ближайших по значению к полученной в п.7.

Окончательно толщина утеплителя $\delta_{ут}$ и сопротивление теплопередаче рассчитываемого ограждения здания $R_o = R_o^{эк}$ выбирается по минимуму приведенных затрат из получившегося ряда значений П, но не менее величины $R_o^{эк}$, найденной в п. 5.

10. Коэффициент теплопередачи наружной стены $K_{н.с}$, Вт/(м^2·°С), определяется по формуле

$$K_{н.с} = 1/R_o. \qquad (II.10)$$

Пример № 5. Определить толщину утеплителя и коэффициент теплопередачи наружной стены жилого здания для строительства в Москве. Конструкция стены: трехслойная панель. Первый и третий слои конструктивные – железобетон с δ = 40 мм, второй слой теплоизоляционный – пенобетон с ρ_o = 400 кг/м^3. Сметно-экономические данные: $m_{эк}$ = 1,1; $C_т = 3{,}2 \cdot 10^{-9}$ р./Дж; $C_{ут}$ = 47 р./м^3; $C_м$ = = 16,5 р./м^2; $C_{тр}$ = 0,45 р./м^2; К = 1,03; $C_{монт}$ = 3,3 р./м^2.

Решение. 1. Согласно [8] для Москвы: $t_{н,1}$ (обеспеченностью 0,98) = –35°С; $t_{н,1}$ (обеспеченностью 0,92) = –32°С; $t_{н,5}$ = –26°С; $t_{от.с}$ = –3,6°С; $Z_{от.с}$ = 213 сут.

2. На карте прил. 1* [8] Москва находится в нормальной зоне влажности территории СССР. Тогда из прил. 2 [8] при нормальном

влажностном режиме помещений (жилое здание) условие эксплуатации ограждающих конструкций требует определять теплотехнические показатели материала слоев наружной стены по колонкам Б прил.3* [8]. Из этого приложения расчетные теплопроводность λ и коэффициент теплоусвоения S равны: для железобетона ($\rho_0 = 2500$ кг/м^3) - $\lambda_{жб} = 2{,}04$ Вт/(м·°С) и $S_{жб} = 16{,}95$ Вт/(м^2·°С); для пенобетона ($\rho_0 = 400$ кг/м^3) - $\lambda_{пб} = 0{,}15$ Вт/(м^2·°С) и $S_{пб} = 2{,}42$ Вт/(м^2·°С).

3. Согласно [8] принимаем: по табл. 2* - $\Delta t_н = 6$°С; по табл.3* - $n = 1$; по табл. 4* - $\alpha_в = 8{,}7$ Вт/(м^2·°С). Так как $t_{н,5} > -31$°С, то $t_в = 18$°С. Предварительно принимаем, что $4 < D \leq 7$, тогда $t_н = [-32 + (-26)]/2 = -29$°С. Требуемое сопротивление теплопередаче по формуле (II.1) равно:

$$R_0^{тр} = \frac{[18 - (-29)]1}{8{,}7 \cdot 6} = 0{,}9 \text{ м}^2\cdot\text{°С/Вт}.$$

4. Термическое сопротивление каждого слоя железобетона составляет $R_{жб} = 0{,}04/2{,}04 = 0{,}02$ м^2·°С/Вт. При $\alpha_н = 23$ Вт/(м^2·°С) (табл. 6*[8]) термическое сопротивление слоя утеплителя по формуле (II.3) равно:

$$R_{пб} = 0{,}9 - 1/8{,}7 - 2 \cdot 0{,}02 - 1/23 = 0{,}7 \text{ м}^2\cdot\text{°С/Вт}.$$

По формуле (II.2) проверяем тепловую инерцию ограждения:

$$D = 0{,}02 \cdot 16{,}95 + 0{,}7 \cdot 2{,}42 + 0{,}02 \cdot 16{,}95 = 2{,}37.$$

Так как $1{,}5 < D \leq 4$, то принятое ранее условие не соблюдается и, следовательно, проводим пересчет $R_0^{тр}$ при $t_н = -32$°С:

$$R_0^{тр} = \frac{[18 - (-32)]1}{8{,}7 \cdot 6} = 0{,}96 \text{ м}^2\cdot\text{°С/Вт}.$$

5. Минимальная величина экономически целесообразного сопротивления теплопередаче равна:

$$R_0^{эк} = 0{,}96 \cdot 1{,}1 = 1{,}06 \text{ м}^2\cdot\text{°С/Вт}.$$

6. Экономически целесообразное термическое сопротивление слоя утеплителя определяем по формуле (II.5)

$$R_{пб}^{эк} = 60\sqrt{\frac{0{,}85[18 - (-3{,}6)]24 \cdot 213 \cdot 1{,}05 \cdot 3{,}2 \cdot 10^{-9} \cdot 1{,}3}{0{,}15 \cdot 47 \cdot 0{,}08}} =$$

$$= 1{,}62 \text{ м}^2\cdot\text{°С/Вт}.$$

7. Предварительная толщина теплоизоляционного слоя определяется по формуле (II.6)

$$\delta_{пб} = 1{,}62 \cdot 0{,}15 = 0{,}243 \text{ м}.$$

Окончательно принимается предварительное значение $\delta_{пб}$ = = 0,26 м и $R^{эк}_{пб} = 0{,}26/0{,}15 = 1{,}73$ м$^2 \cdot$°С/Вт.

8. Для предварительного значения $\delta_{пб}$ находим:

а) экономически целесообразное сопротивление теплопередаче наружной стены по формуле (П.7)

$$R^{эк}_{о} = \frac{1}{8{,}7} + 2 \cdot 0{,}02 + 1{,}73 + \frac{1}{23} \quad 1{,}93 \text{ м}^2 \cdot °\text{С/Вт};$$

б) единовременные затраты по формуле (П.8)

$$С_д = (16{,}5 + 0{,}45)\ 1{,}03 + 3{,}3 = 20{,}76 \text{ р./м}^2;$$

в) приведенные затраты по формуле (П.9)

$$П = 20{,}76 + 3600 \frac{[18 - (-3{,}6)]\,24 \cdot 213 \cdot 1{,}05 \cdot 3{,}2 \cdot 10^{-9} \cdot 1{,}3}{1{,}93 \cdot 0{,}08}$$

$$= 32{,}01 \text{ р./м}^2.$$

9. Для ближайшего к предварительному значению $\delta_{пб}$ = 0,26 м ряду толщин утеплителя результаты расчета $R^{эк}_{о}$, $С_м$, $С_д$ и П показаны в табл. II.2.

Таблица II.2. Результаты расчета в примере № 5

$\delta_{пб}$, мм	$R^{эк}_{о}$, м$^2 \cdot$°С/Вт	$С_м$, р./м^2	$С_д$, р./м^2	П, р./м^2
180	1,40	12,62	16,76	32,26
200	1,53	13,59	17,76	31,94
220	1,67	14,56	18,76	31,75
240	1,80	15,53	19,76	31,82
260	1,93	16,50	20,76	32,01

Из табл. II.2 видно, что минимуму приведенных затрат соответствует толщина $\delta_{пб}$ = 220 мм, которая и принимается как окончательный результат расчета наружной стены. Фактическое сопротивление теплопередаче стены при этом $R_о$ = 1,67 м$^2 \cdot$°С/Вт удовлетворяет условию п. 5.

10. Коэффициент теплопередачи наружной стены находим по формуле (П.10)

$$К_{н.с} = 1/1{,}67 = 0{,}6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot °\text{С)}.$$

Программа теплотехнического расчета ограждающей конструкции на ЭВМ дана в прил. П.

Задание для научно-исследовательской работы:

1. Дать графическую иллюстрацию изменения толщины утеплителя при увеличении в районе строительства на 1÷50%:

а) стоимости тепловой энергии $C_т$;

б) стоимости материала утеплителя $C_{ут}$.

2. Показать изменение толщины утеплителя $\delta_{ут}$ для различных городов СССР со значительно отличающимися климатическими условиями.

II.2. Выбор заполнения светового проема

Заполнение светового проема (окно, балконная дверь, аэрационный фонарь) какого-либо здания с теплотехнической точки зрения должно иметь сопротивление теплопередаче и воздухопроницанию не менее нормативных. Соблюдение этих требований обеспечит, с одной стороны, необходимый уровень теплопотерь через световые проемы, а с другой - инфильтрацию требуемого количества свежего воздуха внутрь здания. Последнее важно для современных жилых зданий, где таким путем обеспечивается естественная вентиляция помещений.

Задача № 6. Выбрать для заданного района строительства конструкцию окна здания многоэтажной гостиницы.

Исходные данные (табл.II.3): район строительства; высота здания от поверхности земли до верха карниза H, м.

Таблица II.3. Исходные данные для расчетов к задаче № 6

№ варианта	H, м	№ варианта	H, м
1-5	24	16-20	33
6-10	27	21-25	36
11-15	30	26-30	39

Порядок расчета. 1. Выписываем из [7] (см. задачу № 1) среднюю температуру наиболее холодной пятидневки (обеспеченностью 0,92) $t_{н,5}$, °С; максимальную из средних скоростей ветра по румбам за январь V_{max}, м/с.

2. Определяем разность ($t_в - t_{н,5}$), °С, ($t_в$ - характерная расчетная температура воздуха в здании, °С). Согласно [2] при проектировании жилой части гостиниц следует соблюдать нормы [4], т.е. $t_в$ необходимо выбирать согласно п.3 порядка расчета задачи № 5. Для вычисленной разности температуры и заданного типа

здания по табл. 9* [8] определяем требуемое сопротивление теплопередаче окна $R_0^{тр}$, м^2·°С/Вт.

3. По прил. 6* [8] предварительно выбираем конструкцию оккна с сопротивлением теплопередаче R_0, м^2·°С/Вт, не менее $R_0^{тр}$.

4. По прил. 10* [8] для предварительно выбранной конструкции окна определяем ее сопротивление воздухопроницанию $R_ц$, м^2·ч/кг.

5. Требуемое сопротивление воздухопроницанию $R_ц^{тр}$, м^2·ч/кг, определяем по формуле

$$R_ц^{тр} = \frac{1}{G^н}\left(\frac{\Delta P}{\Delta P_0}\right)^{2/3}, \qquad (II.111)$$

где $G^н$ – нормативная воздухопроницаемость окна, кг/(м^2·ч), определяемая по табл. 12* [8]; Δp – разность давления воздуха на наружной и внутренней поверхностях окна, Па,

$$\Delta p = 0{,}55\,H[\gamma_н - \gamma_в] + 0{,}03\,\gamma_н V_{max}^2, \qquad (II.112)$$

где $\gamma_н$, $\gamma_в$ – удельный вес соответственно наружного и внутреннего воздуха, Н/м^3,

$$\gamma = 9{,}81 \cdot \rho = 9{,}81 \cdot 353/(273 + t) \qquad (II.113)$$

(здесь ρ – плотность воздуха (см. прил. I), кг/м^3); Δp_0 = 10 Па – разность давления воздуха, при которой определяется сопротивление воздухопроницанию $R_ц$.

6. Если $R_ц < R_ц^{тр}$, то следует изменить конструкцию окна, окончательно выбрав ее из условия:

$$R_ц \geq R_ц^{тр}; \quad R_0 \geq R_0^{тр}.$$

7. Определяем коэффициент теплопередачи окна K_0, Вт/(м^2·°С), по формуле (II.9), заменив $K_{н.с}$ на K_0.

Пример № 6. Выбрать конструкцию окна здания гостиницы высотой от поверхности земли до верха карниза H = 31 м для строительства в Саратове.

Решение. 1. Согласно [7] для Саратова: $t_{н,5} = -27$°С; $V_{max} = 5{,}6$ м/с.

2. Так как $t_{н,5} > -31$°С, то $t_в = 18$°С. Тогда для разности температуры [18 – (–27)] = 45°С по табл. 9* [8] требуемое сопротивление теплопередаче окна $R_0^{тр} = 0{,}42$ м^2·°С/Вт.

3. По прил. 6* [8] предварительно выбираем в качестве заполнения светового проема гостиницы двойное остекление в деревянных раздельных переплетах с сопротивлением теплопередаче $R_0 = 0{,}42$ м^2·°С/Вт.

4. По прил. 10* [8] для выбранной конструкции окна при одном уплотненном притворе сопротивление воздухопроницанию $R_ц = 1{,}33$ м^2·ч/кг.

5. Для определения требуемого сопротивления воздухопроницанию находим:

по табл. 12* [8] $G^{н} = 10$ кг/(м^2·ч);

по формуле (II.13):

$$\gamma_н = 9{,}81 \cdot 353/(273-27) = 14{,}08 \text{ Н/м}^3,$$
$$\gamma_в = 9{,}81 \cdot 353/(273+18) = 11{,}9 \text{ Н/м}^3;$$

по формуле (II.12):

$$\Delta p = 0{,}55 \cdot 31 \cdot (14{,}08 - 11{,}9) + 0{,}03 \cdot 14{,}08 \cdot 5{,}6^2 = 50{,}42 \text{ Па},$$

тогда по формуле (II.11):

$$R_{ц}^{тр} = \frac{1}{10} \left(\frac{50{,}42}{10}\right)^{2/3} = 0{,}29 \text{ м}^2 \cdot \text{ч/кг}.$$

6. Получилось, что у выбранной конструкции окна $R_ц < R_ц^{тр}$. Принимаем в качестве уплотняющей прокладки пенополиуретан. Тогда по прил. 10* [8] $R_ц = 0{,}29$ м^2·ч/кг, что удовлетворяет требованию [8]: $R_ц > R_ц^{тр}$.

7. Коэффициент теплопередачи выбранной конструкции окна определяем по формуле (II.10)

$$K_o = 1/0{,}42 = 2{,}38 \text{ Вт/(м}^2 \cdot {}^\circ\text{C)}.$$

Задание для научно-исследовательской работы:

1. Вывести формулу для определения действительной воздухопроницаемости окна G, кг/(м^2·ч), и показать ее изменение по высоте здания при установке на всех его этажах выбранной конструкции окна.

2. Показать изменение требуемого сопротивления воздухопроницанию $R_ц^{тр}$ в зависимости от высоты здания и климатических условий района строительства.

II.3. Анализ влажностного режима ограждающей конструкции здания

Способность строительных материалов пропускать через свою толщу водяной пар характеризуется сопротивлением паропроницанию ограждения. Согласно [8] величина сопротивления паропроницанию не должна быть менее требуемого значения, определяемого с учетом ограничения накопления влаги в ограждающей конструкции здания за определенный период. При несоблюдении этого условия в слоях и на поверхности ограждения может происходить выпадение конденсата, что значительно уменьшает прочность конструкции и увеличивает теплопотери здания. Эти явления усугубляются, когда при отрицательной температуре конденсат превращается в лед. Поэтому важно не только правильно выбрать конструкцию наружного ограждения, но и найти зону возможной конденсации водяного пара внутри конструкции и предотвратить это явление.

Задача № 7. Проверить возможность конденсации водяного пара в толще наружной стены производственного здания без учета накопления влаги внутри массива стены.

Исходные данные: температура $t_в = 20^{\circ}C$ и относительная влажность воздуха $\varphi_в = 65\%$ приняты едиными для всех вариантов; конструкция наружной стены (толщина утеплителя δ_2, м; расчетная теплопроводность слоев стены λ_i, Вт/(м·°С); сопротивление теплопередаче ограждения R_o, $м^2 \cdot {}^{\circ}C/Вт$) и район строительства приняты по результатам решения задачи № 5.

Порядок расчета. 1. Из [7] или по результатам решения задачи № 1 принимают: среднюю температуру наружного воздуха самого холодного месяца (января) $t_н$, °С; среднюю упругость водяного пара наружного воздуха января $e_н$, Па.

2. По прил. 3 [8] для материала слоев ограждения определяем расчетный коэффициент паропроницаемости μ_i, мг/(м·ч·Па).

3. Сопротивление паропроницанию конструкции стены $R_п$, $м^2 \cdot ч \cdot Па/мг$, определяем по формуле

$$R_п = R_{п.в} + \sum_{1}^{i} R_{п.с,i} + R_{п.н}, \qquad (II.14)$$

где $R_{п.в} = 0{,}027$ $м^2 \cdot ч \cdot Па/мг$ – сопротивление влагообмену внутренней поверхности ограждения; $R_{п.с,i} = \delta_i / \mu_i$ – сопротивление паропроницанию i-го слоя ограждения, $м^2 \cdot ч \cdot Па/мг$; $R_{п.н} = 0{,}013$ $м^2 \cdot ч \cdot Па/мг$ – сопротивление влагообмену наружной поверхности ограждения (при наличии ветра).

4. Упругость водяного пара внутреннего воздуха $e_в$, Па, находим по формуле

$$e = E_в \varphi_в / 100, \qquad (II.15)$$

где $E_в$ – максимальная упругость водяного пара при расчетной температуре внутреннего воздуха в здании, Па (табл. II.4).

5. Для характерных сечений ограждения (наружная и внутренняя поверхность и стыки слоев) определяем промежуточные значения упругости водяного пара e_x, Па, по формуле

$$e_x = e_в - \frac{R_{п.в-x}}{R_п}[e_в - e_н], \qquad (II.16)$$

где $R_{п.в-x}$ – сопротивление паропроницанию от воздуха помещения здания до рассматриваемого сечения ограждения, $м^2 \cdot ч \cdot Па/мг$.

6. Изменение максимально возможной упругости водяного пара E_x в толще ограждения носит нелинейный характер, поэтому слой утеплителя разбиваем на три дополнительных слоя. Для всех характерных сечений ограждения, включая стыки дополнительных слоев,

Таблица II.4. Максимальная упругость водяного пара E при различной температуре воздуха t

t, °C	E, Па	t, °C	E, Па	t, °C	E, Па	t, °C	E, Па
-15	164	-6	368	3	759	12	1403
-14	181	-5	401	4	813	13	1497
-13	199	-4	437	5	872	14	1599
-12	217	-3	476	6	935	15	1705
-11	237	-2	517	7	1001	16	1817
-10	260	-1	563	8	1072	17	1937
-9	284	0	611	9	1148	18	2064
-8	309	1	657	10	1228	19	2197
-7	337	2	705	11	1312	20	2338

находим температуру t_x, °C, по формуле:

$$t_x = t_в - \frac{R_в + \sum_1^x R_{i,x}}{R_o}(t_в - t_н), \qquad (II.17)$$

где $R_в$ - 0,115 м^2.°C/Вт - сопротивление теплообмену внутренней поверхности наружного ограждения; $\sum_1^x R_{i,x}$ - сумма термических сопротивлений слоев ограждения до рассматриваемого сечения, м^2.°C/Вт.

7. По табл. II.4 для каждого сечения находим $E_x = f(t_x)$.

8. Результаты расчета e_x, t_x и E_x наносим в виде графиков на выполненный в масштабе чертеж сечения наружной стены. Если кривые e_x и E_x не пересекаются, конденсации водяных паров внутри ограждения не будет. В противном случае точки пересечения графиков e_x и E_x определяют границы зоны возможной конденсации. Для предотвращения конденсации водяных паров на внутреннюю поверхность наружной стены наносят пароизоляционный слой, подбираемый по прил. 11 [8] с таким расчетом, чтобы при повторном построении графиков кривые e_x и E_x не пересекались.

Пример № 7. Проверить возможность конденсации водяного пара в толще наружной стены промышленного здания с расчетными внутренними условиями: $t_в = 20$°C; $\varphi_в = 65\%$. Район строительства - Москва. Конструкция стены по слоям: 1-й и 3-й - железобетон $\delta_{жб} = 40$ мм, $\lambda_{жб} = 2{,}04$ Вт/(м.°C); 2-й - пенобетон с $\rho_o = 400$ кг/м^3, $\delta_{пб} = 220$ мм, $\lambda_{пб} = 0{,}15$ Вт/(м.°C). Сопротивление теплопередаче стены $R_o = 1{,}67$ м^2.°C/Вт.

Решение. 1. Согласно [8] для Москвы: $t_н = -10,2°C$; $e_н = 280$ Па.

2. По прил. 3 [8] для железобетона $\mu_{жб} = 0,03$ мг/(м·ч·Па), для пенобетона с $\rho_0 = 400$ кг/м^3 $\mu_{пб} = 0,23$ мг/(м·ч·Па).

3. Сопротивление паропроницанию наружной стены по формуле (П.14) равно:

$$R_п = 0,027 + 0,05/0,03 + 0,22/0,23 + 0,05/0,03 + 0,013 = 4,33 \text{ м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{Па/мг}.$$

4. Упругость водяного пара внутреннего воздуха по формуле (II.15) при $t_в = 20°C$ равна:

$$e_в = 2338 \cdot 65/100 = 1520 \text{ Па}.$$

5. Упругость водяного пара для характерных сечений наружной стены (рис. II.1) определяем по формуле (П.16)

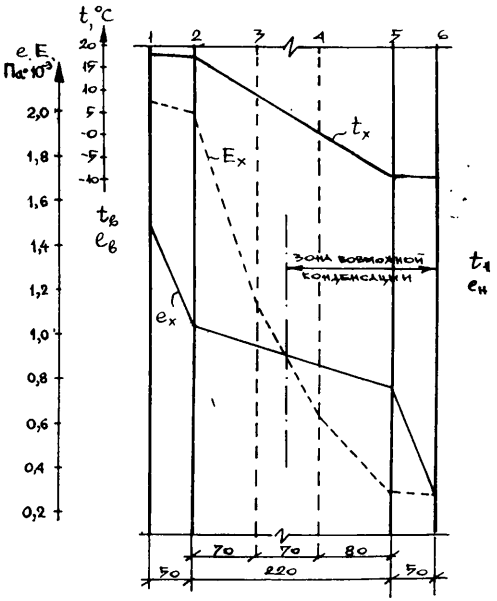


Рис. II.1. К Проверка возможности конденсации водяного пара в наружной стене здания (к примеру № 7)

$$e_1 = 1519,7 - 0,027/4,33(1520 - 280) = 1511 \text{ Па};$$

$$e_2 = 1519,7 - \frac{0,027 + 0,05/0,03}{4,33} 1240 = 1035 \text{ Па};$$

$$e_5 = 1519,7 - \frac{0,027 + 0,05/0,03 + 0,22/0,23}{4,33} 1240 = 761 \text{ Па};$$

$$e_6 = 1519{,}7 - \frac{0{,}027 + 0{,}05/0{,}03 + 0{,}22/0{,}23 + 0{,}05/0{,}03}{4{,}33} \times$$

$$\times\ 1240 = 284 \text{ Па}.$$

6. Распределение температуры по всем сечениям ограждения находим по формуле (II.17)

$$t_1 = 20 - \frac{0{,}115}{1{,}67}[20 - (-10{,}2)] = 17{,}9^{\circ}\text{C};$$

$$t_2 = 20 - \frac{0{,}115 + 0{,}05/2{,}04}{1{,}67}\ 30{,}2 = 17{,}5^{\circ}\text{C};$$

$$t_5 = 20 - \frac{0{,}115 + 0{,}05/2{,}04 + 0{,}22/0{,}15}{1{,}67}\ 30{,}2 = -9^{\circ}\text{C};$$

$$t_6 = 20 - \frac{0{,}115 + 0{,}05/2{,}04 + 0{,}22/0{,}15 + 0{,}05/2{,}04}{1{,}67}\ 30{,}2 =$$

$$= -9{,}5^{\circ}\text{C}.$$

Температура $t_3 = 9^{\circ}\text{C}$ и $t_4 = 0{,}5^{\circ}\text{C}$ находятся по рис. П.1.

7. Максимальная упругость водяного пара, соответствующая температуре по сечениям, согласно табл. II.4 равна:

$$E_1 = 2051 \text{ Па}; \quad E_2 = 2001 \text{ Па}; \quad E_3 = 1148 \text{ Па};$$

$$E_4 = 634 \text{ Па}; \quad E_5 = 284 \text{ Па}; \quad E_6 = 227 \text{ Па}.$$

8. Из графиков рис. II.1 видно, что зона возможной конденсации ($E_x < e_x$) занимает почти всю наружную половину конструкции стены, что свидетельствует о необходимости устройства дополнительной пароизоляции на внутренней поверхности ограждения.

Задание для научно-исследовательской работы:

1. На основании формул (II.14) и (II.16) вывести аналитическую зависимость для определения величины дополнительного сопротивления паропроницанию для исключения конденсации водяного пара внутри массива стены.

2. Показать изменение толщины зоны возможной конденсации по месяцам холодного периода года (без учета накопления влаги в конструкции стены).

II.4. Оценка теплового комфорта в помещении в холодный период года

Комфортное самочувствие человека, при котором он не ощущает перегрева или переохлаждения своего организма, в первую очередь определяется температурной обстановкой в помещении. При этом важную роль играет расположение человека относительно переохлажденных (окна, фонари и т.д.) и нагретых (отопительные приборы,

печи и т.д.) поверхностей. Часто именно за счет рационального размещения рабочих мест достигается хорошее самочувствие человека, так как изменить конструкцию и температуру поверхности ограждения или оборудования не всегда возможно. В связи с этим необходимо уметь оценить самочувствие человека в той или иной точке помещения.

Температурная обстановка характеризуется двумя условиями комфортности [9]. Первое условие определяет допустимое сочетание радиационной температуры в помещении t_R, °С, и температуры воздуха $t_в$, °С, выражаемое для холодного периода года зависимостью

$$t_R = 1{,}57\, t_п - 0{,}57 t_в \pm 1{,}5, \qquad (II.18)$$

где $t_п$ – температура помещения, принимаемая в зависимости от тяжести выполняемой работы, °С.

Второе условие комфортности устанавливает допустимые верхний и нижний пределы температуры охлажденных и нагретых поверхностей в помещении, ограничивая тем самым теплообмен на поверхности наиболее чувствительной части тела человека – его головы. Допустимая максимальная и минимальная температура поверхности $\tau_г^{доп}$, °С, определяется из условий:

$$\tau_п^{доп} \leq 19{,}2 + 8{,}7/\varphi_{г.ч-п}; \qquad (II.19)$$

$$\tau_п^{доп} \geq 23 - 5/\varphi_{г.ч-п}, \qquad (II.20)$$

где $\varphi_{г.ч-п}$ – коэффициент облученности элементарной площадки на голове человека на нагретую или охлажденную поверхность.

Задача № 8. Проверить выполнение условий комфортности на рабочем месте при работе средней тяжести в помещении производственного здания, отапливаемого потолочным экраном.

Исходные данные (рис. П.2, а и табл. П.5): размеры помещения; размещение рабочего места и отопительного экрана; температура поверхности, выходящей в сторону помещения, °С: наружной стены $\tau_{н.с}$; окна $\tau_{ок}$; потолка $\tau_{пт}$; пола $\tau_{пл}$; отопительного экрана $\tau_э$; внутренних стен $\tau_{вн}$; температура внутреннего воздуха t, °С ($\tau_{вн}$ принято равной $t_в$).

Порядок расчета. 1. При $t_п = 18{,}5$°С [9] определяется радиационная температура t_R, °С, соответствующая первому условию комфортности, по формуле (П.17):

$$t_R = 1{,}57 \cdot 18{,}5 - 0{,}57 t_в \pm 1{,}5 = 29 - 0{,}57 t_в \pm 1{,}5. \qquad (II.21)$$

2. Действительная радиационная температура в обследуемом помещении t_R, °С, устанавливается из выражения

$$t_R = \sum_1^i (\tau_i\, \varphi_{г-i}), \qquad (II.22)$$

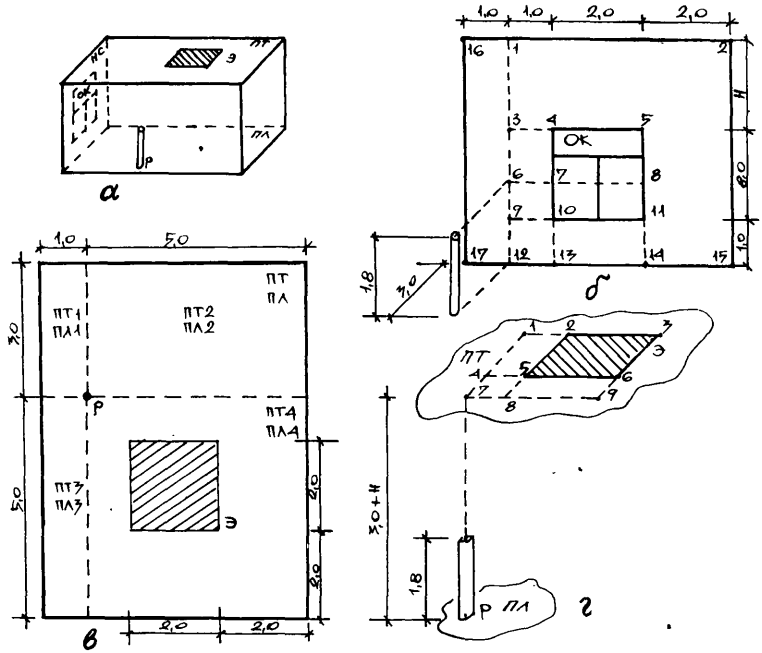


Рис. II.2. Размеры помещения, размещение рабочего места (р) и отопительного экрана (э) (к задаче № 8)

где τ_i – температура поверхности i-го ограждения, °С; $\varphi_{ч-i}$ – коэффициент облученности со всей поверхности тела человека на i-ю поверхность.

Порядок расчета коэффициентов облученности:

а) на окно (рис. II.2, б, рис. II.3):

$$\varphi_{ч-ок} = \varphi_{ч-(3,5,14,12)} - \varphi_{ч-(9,11,14,12)} - (\varphi_{ч-(3,4,13,12)} - \varphi_{ч-(9,10,13,12)}); \quad (II.23)$$

б) на наружную стену (рис. II.2, б, рис. II.3):

$$\varphi_{ч-н.с} = \varphi_{ч-(1,2,15,12)} - \varphi_{ч-ок} + \varphi_{ч-(16,1,12,17)}; \quad (II.24)$$

в) на пол (рис. II.2, в, рис. II.4):

$$\varphi_{ч-пл} = \varphi_{ч-пл1} + \varphi_{ч-пл2} + \varphi_{ч-пл3} + \varphi_{ч-пл4}; \quad (II.25)$$

г) на отопительный экран (рис. II.2, г, рис. II.5):

$$\varphi_{ч-э} = \varphi_{ч-(1,3,9,7)} - \varphi_{ч-(4,6,9,7)} - (\varphi_{ч-(1,2,8,7)} - \varphi_{ч-(4,5,8,7)}); \quad (II.26)$$

Таблица II.5. Исходные данные для расчетов к задаче № 8

№ варианта	H, м	$\tau_{ок}$, °C	$\tau_{н.с}$, °C	$\tau_{п.л}$, °C	$\tau_{пт}$, °C	$\tau_{э}$, °C	$t_{в}$, °C	№ варианта	H, м	$\tau_{ок}$, °C	$\tau_{н.с}$, °C	$\tau_{пл}$, °C	$\tau_{пт}$, °C	$\tau_{э}$, °C	$t_{в}$, °C
1	1	7	10	20	16	80	18	16	1	-8	15	19	17	190	21
2	2	6	11	19	17	90	19	17	2	-9	14	20	16	180	20
3	3	5	12	18	18	100	20	18	3	-10	13	19	17	170	19
4	1	4	13	19	19	110	21	19	1	-9	12	18	18	160	18
5	2	3	14	20	20	120	20	20	2	-8	11	19	19	150	19
6	3	2	15	19	19	130	19	21	3	-7	10	20	20	140	20
7	1	1	14	18	18	140	18	22	1	-6	11	19	19	130	21
8	2	0	13	19	17	150	19	23	2	-5	12	18	18	120	20
9	3	-1	12	20	16	160	20	24	3	-4	13	19	17	110	19
10	1	-2	11	19	17	170	21	25	1	-3	14	20	16	100	18
11	2	-3	10	12	18	180	20	26	2	-2	15	19	17	90	19
12	3	-4	11	19	19	190	19	27	3	-1	14	18	18	80	20
13	1	-5	12	20	20	200	18	28	1	0	13	19	19	90	21
14	2	-6	13	19	19	210	19	29	2	1	12	20	20	100	20
15	3	-7	14	18	18	200	20	30	3	2	11	19	19	110	19

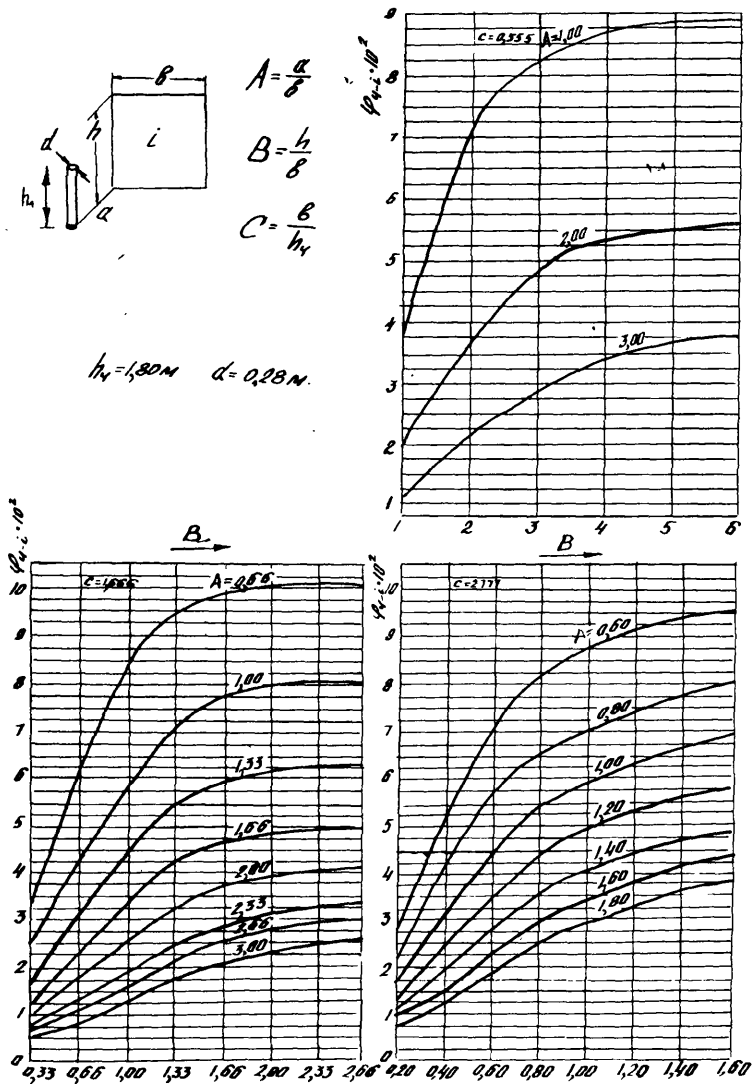


Рис. II.3. Коэффициент облученности со всей поверхности тела человека на вертикальную поверхность (стена, окно)

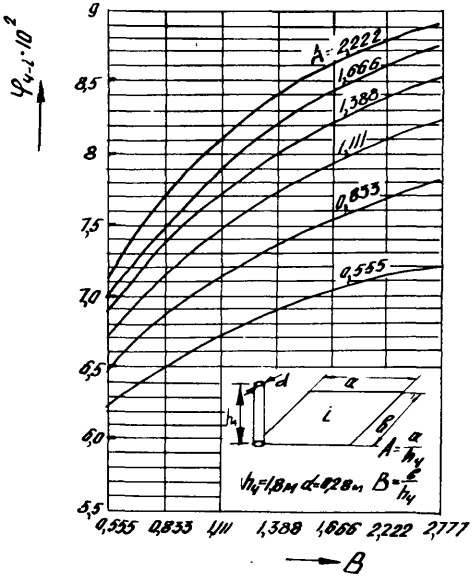


Рис. II.4. Коэффициент облученности со всей поверхности тела человека на пол

д) на потолок (рис. II.2, в, рис. II.5):

$$\varphi_{ч-пт} = \varphi_{ч-пт1} + \varphi_{ч-пт2} + \varphi_{ч-пт3} + \varphi_{ч-пт4} - \varphi_{ч-э}; \quad (II.27)$$

е) на внутренние стены:

$$\varphi_{ч-вн} = 1 - \varphi_{ч-ок} - \varphi_{ч-н.с} - \varphi_{ч-пл} - \varphi_{ч-пт} - \varphi_{ч-э}. \quad (II.28)$$

Первое условие комфортности выполняется, если радиационная температура t_R, полученная по формуле (II.22), укладывается в допустимый интервал, рассчитанный по формуле (II.23).

3. Коэффициент облученности элементарной площадки на голове человека:

а) на отопительный экран (рис. II.2, г) $\varphi_{г.ч-э}$ по формуле, аналогичной (II.25), но с использованием рис. II.6;

б) на окно (рис. II.2, б, рис. II.6):

$$\varphi_{г.ч-ок} = \varphi_{г.ч-(3,5.8,6)} + \varphi_{г.ч-(6,8,11,9)} - \varphi_{г.ч-(3,4,7,6)} - \varphi_{г.ч-(6,7,10,9)}. \quad (II.29)$$

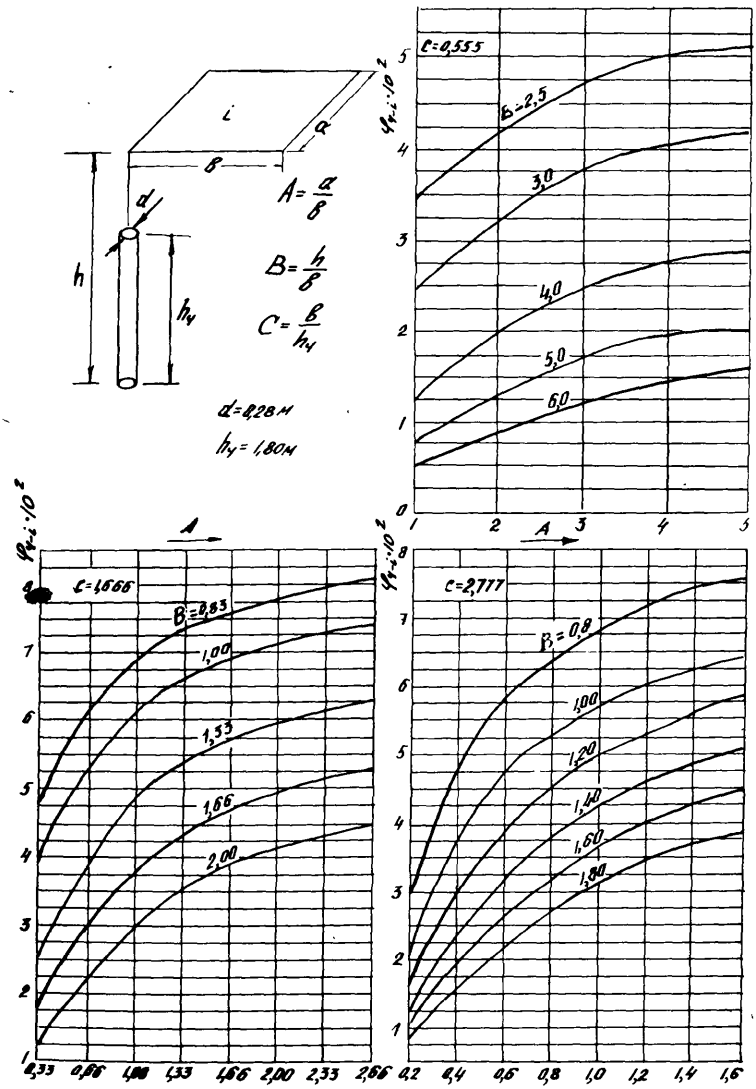


Рис. II.5. Коэффициент облученности со всей поверхности тела человека на потолок (отопительный экран)

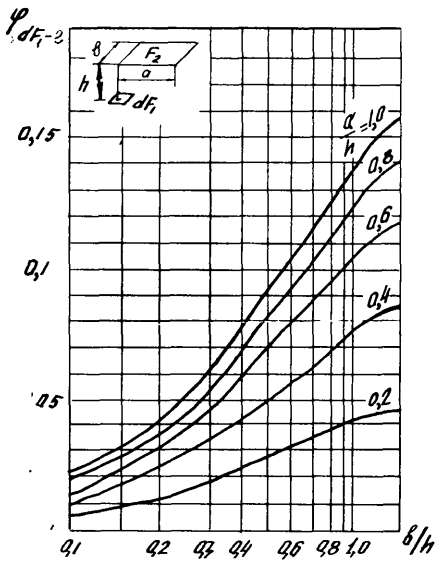


Рис. II.6. Коэффициент облученности элементарной площадки на параллельную поверхность

1. Полученные по формулам (II.19) и (II.21) допустимые значения максимальной и минимальной температуры поверхностей сравниваются с заданной температурой соответственно $\tau_э$ и $\tau_{ок}$ и делается вывод о соблюдении в данном помещении второго условия комфортности.

Пример № 8. Проверить выполнение условий комфортности на рабочем месте при работе средней тяжести в помещении с расчетной температурой воздуха $t_в = 20^oC$. Помещение отапливается потолочным экраном с $\tau_э = 70^oC$. Размеры помещения, размещение рабочего места и экрана размером 2,0×2,0 м (см. рис. II.2); Н = = 1,5 м. Температура поверхностей, выходящих в сторону помещения: $\tau_{н.с} = 15^oC$; $\tau_{ок} = 8^oC$; $\tau_{пт} = 19^oC$; $\tau_{пл} = 19^oC$; $\tau_{вн} = 20^oC$.

Решение. 1. Допустимый интервал изменения радиационной температуры, соответствующий первому условию комфортности, по формуле (II.21) равен:

$$t_R = 20 - 0{,}57 \cdot 20 \pm 1{,}5 = 17{,}6 \pm 1{,}5^oC,$$

т.е. составляет от 16,1 до 19,1°С.

2. Коэффициент облученности со всей поверхности тела человека на поверхность:

а) окна (рис. II.3):

$$\varphi_{ч-(3,5,14,12)} = 0{,}058 \; (A = 1;\; B = 1;\; C = 1{,}67);$$

$\varphi_{ц-(9,11,14,12)} = 0{,}024\,(A = 1;\ B = 0{,}33;\ C = 1{,}67);$

$\varphi_{ц-(3,4,13,12)} = 0{,}028\,(A = 3;\ B = 3;\ C = 0{,}56);$

$\varphi_{ц-(9,10,13,12)} = 0{,}01\,(A = 3;\ B = 1;\ C = 0{,}56);$

$\varphi_{ц-ок} = 0{,}058 - 0{,}024 - (0{,}028 - 0{,}01) = 0{,}016;$

б) наружной стены (рис. II.3):

$\varphi_{ц-(1,2,15,12)} = 0{,}085\,(A = 0{,}6;\ B = 0{,}9;\ C = 2{,}78);$

$\varphi_{ц-(16,1,12,17)} = 0{,}035\,(A = 3;\ B = 2{,}5;\ C = 0{,}56);$

$\varphi_{ц-н.с} = 0{,}085 - 0{,}016 + 0{,}035 = 0{,}104;$

в) пола (рис. II.4):

$\varphi_{ц-пл1} = 0{,}07\,(A = 0{,}56;\ B = 1{,}67);$

$\varphi_{ц-пл2} = 0{,}087\,(A = 1{,}67;\ B = 2{,}78);$

$\varphi_{ц-пл3} = 0{,}072\,(A = 0{,}56;\ B = 2{,}78);$

$\varphi_{ц-пл4} = 0{,}9\,(A = 2{,}78;\ B = 2{,}78);$

$\varphi_{ц-пл} = 0{,}07 + 0{,}087 + 0{,}072 + 0{,}09 = 0{,}319;$

г) отопительного экрана (рис. II.5):

$\varphi_{ц-(1,3,9,7)} = 0{,}043\,(A = 1;\ B = 1{,}5;\ C = 1{,}67);$

$\varphi_{ц-(4,6,9,7)} = 0{,}02\,(A = 0{,}33;\ B = 1{,}5;\ C = 1{,}67);$

$\varphi_{ц-(1,2,8,7)} = 0{,}02\,(A = 3;\ B = 4{,}5;\ C = 0{,}56);$

$\varphi_{ц-(4,5,8,7)} = 0{,}01\,(A = 1;\ B = 4{,}5;\ C = 0{,}56);$

$\varphi_{ц-э} = 0{,}043 - 0{,}02 - (0{,}02 - 0{,}01) = 0{,}013;$

д) потолка (рис. II.5):

$\varphi_{ц-пт1} = 0{,}02\,(A = 3;\ B = 4{,}5;\ C = 0{,}56);$

$\varphi_{ц-пт2} = 0{,}051\,(A = 1{,}67;\ B = 1{,}5;\ C = 1{,}67);$

$\varphi_{ц-пт3} = 0{,}025\,(A = 5;\ B = 4{,}5;\ C = 0{,}56);$

$\varphi_{ц-пт4} = 0{,}063\,(A = 1;\ B = 0{,}9;\ C = 2{,}78);$

$\varphi_{ц-пт} = 0{,}02 + 0{,}051 + 0{,}025 + 0{,}063 - 0{,}013 = 0{,}146;$

е) внутренних стен:

$\varphi_{ц-вн} = 1 - 0{,}016 - 0{,}104 - 0{,}319 - 0{,}146 - 0{,}013 = 0{,}402.$

Тогда действительная радиационная температура в помещении по формуле (II.21) равна:

t_R = 8 0,016 + 15 0,104 + 19 0,319 + 70 0,013 + + 19 0,146 + 20 0,402 = 19,5°С.

Так как t_R = 19,5°С > 19,1°С (см. п. 1), первое условие комфортности не выполняется.

3. По рис. II.6 коэффициент облученности элементарной площадки на голове человека на поверхность:

а) отопительного экрана:

$\varphi_{г.ч-(1,3,9,7)}$ = 0,145 (a/h = 1,11; в/h = 1,11);

$\varphi_{г.ч-(4,6,9,7)}$ = 0,075 (A/h = 1,11; в/h = 0,37);

$\varphi_{г.ч-(1,2,8,7)}$ = 0,075 (a/h = 0,37; в/h = 1,11);

$\varphi_{г.ч-(4,5,8,7)}$ = 0,037 (a/h = 0,37; в/h = 0,37);

$\varphi_{г.ч-э}$ = 0,145 - 0,075 - (0,075 - 0,037) = 0,032;

б) окна:

$\varphi_{г.ч-(3,5,8,6)}$ = 0,075 (a/h = 0,4; в/h = 1);

$\varphi_{г.ч-(6,8,11,9)}$ = 0,055 (a/h = 0,27; в/h = 1);

$\varphi_{г.ч-(3,4,7,6)}$ = 0,04 (a/h = 0,4; в/h = 0,33);

$\varphi_{г.ч-(6,7,10,9)}$ = 0,03 (a/h = 0,27; в/h = 0,33);

$\varphi_{г.ч-ок}$ = 0,075 + 0,055 - 0,04 - 0,03 = 0,06.

4. Допустимый максимум температуры поверхности отопительного экрана по формуле (II.19) равен:

$\tau_э^{доп}$ = 19,2 + 8,7/0,032 = 291,1°С > $\tau_э$ = 70°С.

Допустимый минимум температуры поверхности окна по формуле (II.20) равен:

$\tau_{ок}^{доп}$ = 23 - 5/0,06 = -60,3°С < $\tau_{ок}$ = 8°С.

Второе условие комфортности выполняется по всем пределам.

Задание для научно-исследовательской работы:

1. Найти область потолка помещения, где размещение отопительного экрана недопустимо по второму условию комфортности.

2. При нарушении первого или второго условия комфортности предложить конкретные конструктивные мероприятия по устранению этого нарушения путем:

а) улучшения теплотехнических свойств наружных ограждающих конструкций;

б) переноса рабочего места;

в) переноса отопительного прибора или замены его конструкции.

Глава III

ОТОПЛЕНИЕ

III.1. Определение теплопотерь зданий

Основное назначение системы отопления – компенсация теплопотерь здания с целью поддержания в обогреваемых помещениях расчетной температурной обстановки. При определении тепловой мощности отопительной системы $Q_{от}$, Вт, в первую очередь учитывают теплопотери через ограждения здания $Q_о$, Вт, и теплопотери на нагревание инфильтрующегося воздуха $Q_ц$, Вт [9]:

$$Q_{от} = Q_о + Q_ц \qquad (III.1)$$

При расчете $Q_{от}$ жилых зданий необходимо учитывать теплопотери на нагревание наружного воздуха, поступающего в помещения через окна в размере санитарной нормы вентиляции (3 $м^3$/ч на 1 $м^2$ пола), $Q_в$, Вт, а также теплопоступления от внутренних источников (бытовые тепловыделения от жителей, системы горячего водоснабжения, электропотребляющего оборудования и приборов для приготовления пищи) $Q_б$, Вт:

$$Q_{от} = Q_о + Q_ц(Q_в) - Q_б. \qquad (III.2)$$

Другие возможные составляющие теплового баланса помещений (теплопотери на нагревание холодных материалов и оборудования, теплопоступления от солнечной радиации, технологического оборудования, освещение и т.д.) учитываются, как правило, при расчете воздухообмена и выборе вентиляционного оборудования здания.

Задача № 9. Рассчитать теплопотери однотипной жилой комнаты, расположенной на разных этажах трехэтажного жилого здания, и теплопотери лестничной клетки этого здания.

Исходные данные (табл.III.1 и рис.III.1, а, б): строительные размеры и ориентация ограждений; район строительства; коэффициенты теплопередачи ограждений К, Вт/($м^2 \cdot °С$): наружной стены (нс), чердачного перекрытия (пт), перекрытия над неотапливаемым подвалом (пл), люка на чердак (л), входной двойной двери с тамбуром (дд), одинарной двери в подвал (од), внутренних стен, отделяющих лестничную клетку от неотапливаемого подвала (вс), окна (ок); сопротивление воздухопроницанию окна, $R_ц$, $м^2 \cdot ч/кг$.

Порядок расчета. 1. По СНиП [6] или результатам задачи

Таблица III.1. Исходные данные для расчетов к задаче № 9

№ варианта	a, м	$h_э$, м	Ориентация фасада	$K_{нс}$, Вт/(м²·°С)	$K_{пл}$, Вт/(м²·°С)	$K_{пт}$, Вт/(м²·°С)	№ варианта	a, м	$h_э$, м	Ориентация фасада	$K_{нс}$, Вт/(м²·°С)	$K_{пл}$, Вт/(м²·°С)	$K_{пт}$, Вт/(м²·°С)	№ варианта	a, м	$h_э$, м	Ориентация фасада	$K_{нс}$, Вт/(м²·°С)	$K_{пл}$, Вт/(м²·°С)	$K_{пт}$, Вт/(м²·°С)
1	2,8	2,8	Ю	0,8	0,5	0,6	11	3,2	2,9	З	0,9	0,6	0,8	21	3,6	2,9	С	1,1	0,7	0,9
2	3,0	2,9	ЮЗ	0,9	0,6	0,7	12	3,4	3,0	СЗ	0,8	0,5	0,9	22	3,4	3,0	СВ	1,0	0,6	0,8
3	3,2	3,0	З	1,0	0,7	0,8	13	3,6	3,1	С	0,8	0,5	0,9	23	3,2	3,1	В	0,9	0,5	0,7
4	3,4	3,1	СЗ	1,1	0,7	0,9	14	3,4	3,2	СВ	0,9	0,6	0,8	24	3,0	3,2	ЮВ	0,8	0,5	0,6
5	3,6	3,2	С	1,2	0,6	0,9	15	3,2	3,2	В	1,0	0,7	0,7	25	2,8	3,2	Ю	0,8	0,6	0,6
6	3,4	3,1	СВ	1,3	0,5	0,8	16	3,0	3,1	ЮВ	1,1	0,6	0,6	26	3,0	3,1	ЮЗ	0,9	0,7	0,7
7	3,2	3,0	В	1,3	0,5	0,7	17	2,8	3,0	Ю	1,2	0,5	0,6	27	3,2	3,3	З	1,0	0,7	0,8
8	3,0	2,9	ЮВ	1,2	0,6	0,6	18	3,0	2,9	ЮЗ	1,3	0,5	0,7	28	3,4	2,9	СЗ	1,1	0,6	0,9
9	2,8	2,8	Ю	1,1	0,7	0,6	19	3,2	2,8	З	1,3	0,6	0,8	29	3,6	2,8	С	1,2	0,5	0,9
10	3,0	2,8	ЮЗ	1,0	0,7	0,7	20	3,4	2,8	СЗ	1,2	0,7	0,9	30	3,5	2,9	СВ	1,3	0,5	0,8

Примечания. Для всех вариантов:

1. В рассматриваемом здании: кровля из рулонных материалов; неотапливаемый подвал без световых проемов; наружная стена ниже грунта и пол лестничной клетки не имеют слоев из материала с $\lambda < 1,2$ Вт/(м²·°С), остекление двойное в деревянных раздельных переплетах с одним уплотненным притвором – $K_{ок} = 2,63$ Вт/(м²·°С), $R_ц = 0,29$ м²·ч/кг, $A_{ок} = 0,8$; наружные двери не оборудованы тепловой завесой; высота центра окна первого этажа над поверхностью земли 2,4 м.

2. $K_л = 4$ Вт/(м²·°С); $K_{дд} = 2$ Вт/(м²·°С); $K_{од} = 4$ Вт/(м²·°С); $K_{вс} = 1,5$ Вт/(м²·°С); $C_н = 0,8$; $C_з = -0,6$; $K_v = 0,75$.

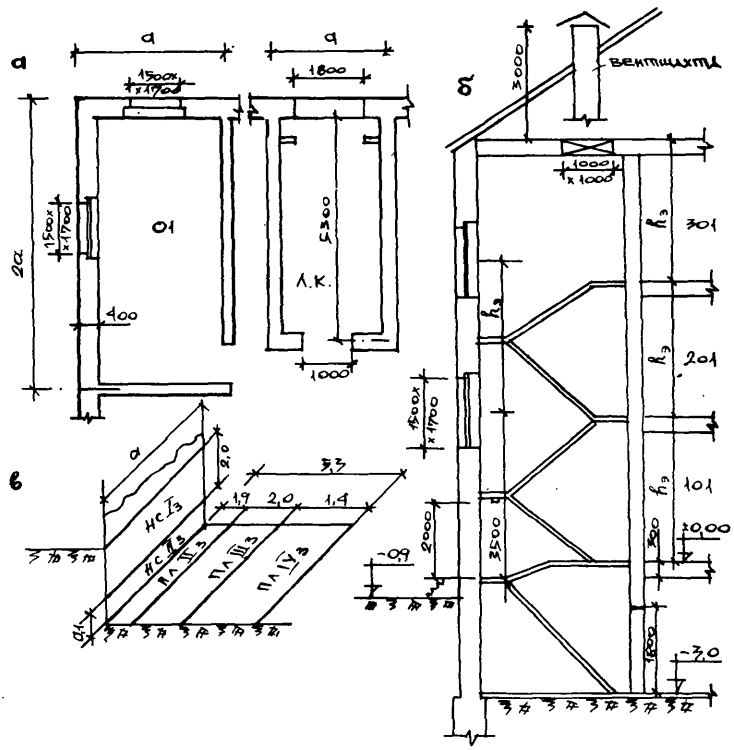


Рис. III.1. Размеры ограждений помещений жилого здания (к задаче № 9)

№ 1 для холодного периода года находим: расчетную температуру наружного воздуха по параметрам А $t_н^А$, °С, и Б $t_н^Б$, °С; расчетную скорость ветра v, м/с.

2. Теплопотери через ограждения здания Q_0, Вт, определяем по формуле

$$Q_0 = KF(t_в - t_н^Б)n\eta, \qquad (III.3)$$

где F – площадь ограждения, м^2 (выбор размеров ограждений показан на рис. III.2); $t_в$ – расчетная температура внутреннего воздуха согласно [5]: для угловой комнаты $t_в$ = 20°С, для лестничной клетки $t_в$ = 16°С (при $t_н^Б < -31$°С $t_в$ увеличить на 2°С); n – коэффициент, принимаемый по табл. 3 [8][см. формулу (II.1)]; η – ко-

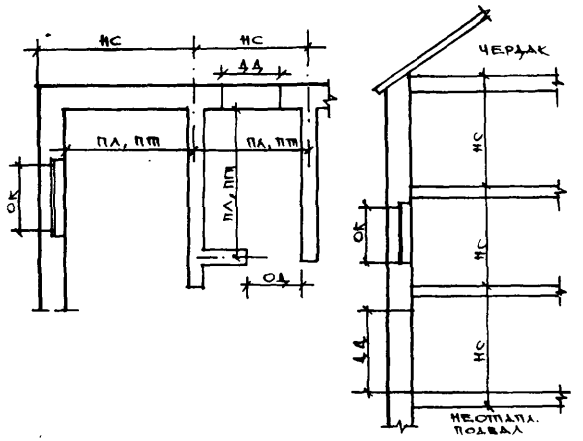


Рис. III.2. Выбор размеров ограждений здания при расчете теплопотерь

эффициент, учитывающий дополнительные теплопотери и принимаемый по табл. 2 прил. 5* [6].

Размеры зон наружной стены и пола лестничной клетки, соприкасающихся с грунтом, даны на рис. III.1, в. Коэффициент теплопередачи каждой зоны K, Вт/(м^2·°С), определяется по формуле

$$K = 1/R_{н.п}, \qquad (III.4)$$

где $R_{н.п}$ – сопротивление теплопередаче определенной зоны неутепленного пола, м^2·°С/Вт, принимается по табл. 1 прил. 5* [6].

3. Теплопотери на нагревание инфильтрующегося воздуха $Q_ц$, Вт, рассчитываем по формуле

$$Q_ц = 0{,}278\, A_{ок} G_{ок} F_{ок} (t_в - t_н^б), \qquad (III.5)$$

где $A_{ок}$ – коэффициент, учитывающий влияние встречного теплового потока; $G_{ок}$ – расход воздуха, поступающего в помещение путем инфильтрации через 1 м^2 окна, кг/(м^2·ч),

$$G_{ок} = (0{,}1\,\Delta p)^{2/3}/R_ц, \qquad (III.6)$$

где Δp – разность давления воздуха у наружной и внутренней поверхности окна, Па. Для жилых зданий

$$\Delta p = (H - h)(\gamma_н - \gamma_5) + 0{,}05\,\gamma_н V^2 (C_н - C_з) K_v, \qquad (III.7)$$

здесь H – высота здания от поверхности земли до верха вентиляционной шахты, м; h – высота от поверхности земли до центра окна рассматриваемого этажа, м; $\gamma_н$, γ_5 – удельный вес воздуха соответственно при $t_н = t_н^Б$ и $t_н = +5°C$ [см. формулу (II.12)], Н/м^3; $C_н$, $C_з$ – аэродинамические коэффициенты соответственно для наветренного и заветренного фасадов здания принимаются по табл. 8 [5] (см. примечание к табл. III.1); K_v – коэффициент, учитывающий изменение скоростного давления в зависимости от высоты и типа местности, принимается по [5] (см. примечания к табл. III.1).

4. Теплопотери на нагревание инфильтрующегося воздуха, поступающего в жилые комнаты в размере санитарной нормы $Q_в$, Вт, рассчитываем по формуле:

$$Q_в = (t_в - t_н^А) F_{пл}. \qquad (III.8)$$

5. Внутренние теплопоступления (бытовые тепловыделения) в помещении квартиры $Q_б$, Вт, определяем из выражения

$$Q_б = 21 F_{пл}. \qquad (III.9)$$

6. Суммарные теплопотери помещениями определяем по формуле (III.1) для лестничной клетки и по формуле (III.2) для жилой комнаты. При расчете жилой комнаты величины $Q_ц$ и $Q_в$ сравниваются, в формулу (II.2) представляется большая из них.

Пример № 9. Рассчитать теплопотери жилой комнаты 01, расположенной на разных этажах трехэтажного жилого здания, и теплопотери лестничной клетки этого здания, строящегося в Красноярске, при следующих данных: размеры ограждений (см. рис. III.1): a = = 3,2 м, $h_э$ = 2,8 м; ориентация фасада – ЮВ; $K_{нс}$ = 0,9 Вт/(м^2 °C); $K_{пл}$ = 0,6 Вт/(м^2 . °C); $K_{пт}$ = 0,8 Вт/(м^2 . °C); остальные условия – см. примечание к табл. III.1.

Решение. 1. По табл. 4* [6] для Красноярска: $t_н^А = -22°C$; $t_н^Б = -40°C$; v = 6,2 м/с.

2. Так как $t_н^Б < -30°C$, то согласно [4] расчетная температура воздуха в жилой комнате $t_в = 22°C$, в лестничной клетке $t_в = 18°C$. По табл. 3 [8] для принятой конструкции здания $n_{нс} = 1$; $n_{пт} = 0,9$; $n_{пл} = 0,6$. По данным табл. 1 прил. 5* [8] коэффициенты теплопередачи для каждой зоны неутепленного пола определяем по формуле (III.4): $K_I = 1/2,1 = 0,48$ Вт/(м^2 . °C); $K_{II} = 1/4,3 = 0,23$ Вт/(м^2 . °C); $K_{III} = 1/8,6 = 0,12$ Вт/(м^2 . °C); $K_{IV} = 0,7$ Вт/(м^2 . °C).

Расчет теплопотерь через ограждения по формуле (III.3) сводим в табл. III.2.

3. Удельный вес воздуха определим по формуле (II.13)

$$\gamma_н = 9,81 . 353/(273-40) = 14,86 \text{ Н/м}^3;$$
$$\gamma_5 = 9,81 . 353/(273+5) = 12,46 \text{ Н/м}^3.$$

Таблица Ш.2. Результаты расчета теплопотерь через ограждения (для примера № 9)

№ помещения	Наименование помещения и $t_в$, °С	Характеристика ограждения: наименование	ориентация	размер, м	F, $м^2$	K, Вт/($м^2$·°С)	$(t_в - t_н^5)n$, °С	Основные теплопотери, Вт	Добавки: на ориентацию, %	прочие, %	η	Q_0, Вт
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
		Теплопотери, общие для всех помещений 01, $Q_0^{общ}$										
01	Жилая комната, 22	НС	ЮВ	3,2x2,8	8,96	0,9	62x1	500	5	-	1,05	520*
		НС	СВ	6,4x2,8	17,92	0,9	62x1	1000	10	-	1,10	1100
		ДО	ЮВ	1,5x1,7	2,55	2,63--0,9**	62x1	270	5	-	1,05	290
		ДО	СВ	1,5x1,7	2,55	1,73	62x1	270	10	-	1,10	300
												2210
		Теплопотери, дополнительные для помещения 301, $Q_0^д$										
		ПТ	-	2,8x6,0	16,8	0,8	62x0,9	750	-	-	1	750
		Теплопотери, дополнительные для помещения 101, $Q_0^д$										
		НС	ЮВ	3,2x0,3	0,96	0,9	62x1	50	5	-	1,05	60
		НС	СВ	6,4x0,3	1,92	0,9	62x1	110	10	-	1,10	120
		ПЛ	-	2,8x6,0	16,8	0,6	62x0,6	370	-	-	1	370
												550
ЛК	Лестничная клетка, 18	НС	ЮВ	(3,2x9,3)***-(1,8x2,0)	26,16	0,9	58x1	1370	5	-	1,05	1430

Окончание табл. Ш.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
		ДО	ЮВ	2x1,5x x1,7	5,1	1,73	58x1	510	5	-	1,05	540
		ДД	ЮВ	1,8x2,0	3,6	2,0	58x1	420	5	240****	3,45	1440
		ПТ	-	5,3x1,8	9,54	0,8	58x0,9	400	-	-	1	400
		Люк	-	1x1	1,0	4--0,8	58x0,9	170	-	-	1	170
		НСI	-	3,2x2,0	0,40	0,48	58x1	180	-	-	1	180
		НСII	-	3,2x0,1	0,32	0,23	58x1	10	-	-	1	10
		ПЛII	-	3,2x1,9	6,08	0,23	58x1	80	-	-	1	80
		ПЛIII	-	3,2x2,0	6,40	0,12	58x1	40	-	-	1	40
		ПЛIV	-	3,2x1,4	4,48	0,07	58x1	20	-	-	1	20
		ВС	-	(2x5,3+ +3,2)x2,7	37,26	1,50	58x0,6	1940	-	-	1	1940
		ОД	-	1x1,8	1,8	4-1,5**	58x0,6	160	-	-	1	160
												6410

* Результат расчета округлять до величин, кратных 10 Вт.

** Арифметический прием вызван тем, что площадь окна (люка, одинарной двери) ранее вошла в площадь наружной стены (потолка, внутренней стены).

*** Из площади стены надо вычесть площадь наружной двери, так как для нее есть прочие добавки.

**** Согласно табл. 2 прил. 5* [6] к прочим добавкам относят: 80n, где n – число этажей в здании.

Тогда формула (III.7) для определения разности давления воздуха у наружной и внутренней поверхности окна при заданных условиях приобретает вид:

$$\Delta p = [(0,9+3\cdot 2,8+3)-h](14,86-12,46)+0,05\cdot 14,86\cdot 6,2^2 x$$
$$x\,[0,8-(-0,6)]\,0,75 = 2,4(12,3-h)+30\ \text{Па}.$$

Расчет теплопотерь на нагревание инфильтрующегося воздуха по этажам сводим в табл. III.3, определяя расход воздуха, поступающего в помещение, по формуле (III.6):

$$G_{ок} = (0,1\Delta p)^{2/3}/0,29,$$

а теплопотери на нагревание инфильтрующегося воздуха, поступающего через одно окно, по формуле (III.5):

$$Q_и = 0,278\cdot 0,8\,G_{ок}\cdot 2,55[t_в-(-40)] = 0,57G_{ок}(t_в+40).$$

Таблица III.3. Результаты расчета теплопотерь на нагревание инфильтрующегося воздуха

№ помещения	$t_в$, °С	h, м	Δp, Па	$G_{ок}$, кг/(м²·ч)	$Q_и$, Вт
101	22	2,4	53,8	10,6	370
201	22	5,2	47,0	9,7	340
301	22	8,0	40,3	8,7	310
ЛК	18	3,5	51,1	10,2	340
ЛК	18	6,3	44,4	9,3	310

4. Теплопотери на нагревание инфильтрующегося воздуха, поступающего в жилую комнату в размере санитарной нормы, определенные по формуле (III.8), равны:

$$Q_в = [22-(-22)]\cdot 16,8 = 740\ \text{Вт}.$$

5. Внутренние теплопоступления в жилую комнату рассчитываем по формуле (III.9)

$$Q_б = 21\cdot 16,8 = 350\ \text{Вт}.$$

6. Окончательный результат расчета теплопотерь помещениями по формулам (III.1) и (III.2) сводим в табл. III.4.

Программа расчета теплопотерь дана в прил. III.

Задание для научно-исследовательской работы:

1. Показать изменение теплопотерь $Q_и$ и $Q_в$ по этажам многоэтажного жилого дома (10–25 этажей), принимая высоту этажа по своему варианту.

Таблица III.4. Окончательный результат расчета теплопотерь (для примера № 9)

№ помещения	$Q_0^{общ}$, Вт	$Q_в$, Вт	Q_δ, Вт	1-й этаж			2-й этаж		3-й этаж			$\sum Q_{от}$, Вт
				Q_0, Вт	$Q_и$, Вт	$Q_{от}$, Вт	$Q_и$, Вт	$Q_{от}$, Вт	Q_0, Вт	$Q_и$, Вт	$Q_{от}$, Вт	
01	2210	740	350	550	740*	3150	700	2600	750	620	3350	9100
ЛК	6410	–	–	–	–	–	340	–	–	310	–	7060

*В жилой комнате два окна.

2. Показать долю теплопотерь на нагревание инфильтрующегося воздуха от общих теплопотерь помещения (1-го и 3-го этажа) для:

а) различных районов строительства;

б) различных конструкций окна.

III.2. Тепловой расчет отопительных приборов

Тепловой расчет отопительных приборов заключается в выборе типоразмера и числа их элементов с таким условием, чтобы общая поверхность прибора обеспечивала необходимое теплопоступление в обслуживаемое помещение. Сложность расчета связана прежде всего с тем, что коэффициент теплопередачи прибора не постоянен и зависит от многих факторов. Это определяет необходимость пересчета теплотехнических характеристик, приведенных в справочной литературе и полученных при испытаниях приборов в стандартных условиях, с учетом фактических условий их работы. Для сопоставления теплотехнических свойств и характеристик разнотипных отопительных приборов и расчета поверхности и числа элементов в отопительном приборе используется величина номинального теплового потока типоразмера прибора, полученная при стандартных условиях испытания и выраженная в кВт [15]. Приведенная ниже методика расчета числа элементов отопительного прибора основана на использовании этого показателя.

Задача № 10. Определить типоразмер и число элементов отопительных приборов, присоединенных к одному из открыто проложенных стояков системы отопления трехэтажного здания.

Исходные данные (табл.III.5 и рис.III.3): тип и размеры элементов этажестояка, м; расчетные температурные параметры теплоносителя в водяной системе отопления, °С, или избыточное давление пара $P_п$ в паровой системе, МПа; теплопотери помещения

Таблица III.5. Исходные данные для расчетов (к задаче № 10)

№ варианта	Размеры этажестояка, м		Теплопотери помещений по этажам, Вт			Вариант конструкции стояка			Избыточное давление пара $P_п$, МПа
	h	l	Q_I	Q_{II}	Q_{III}	А	Б	В	
1-3	2,55	0,35	1300	800	1600	Двухтрубный стояк с радиаторами М 140 АО системы водяного отопления: $t_г = 95^oC$, $t_o = 70^oC$	Однотрубный стояк с конвекторами "Прогресс" системы водяного отопления: $t_г = 105^oC$, $t_o = 70^oC$	Двухтрубный стояк с чугунными ребристыми трубами системы парового отопления	0,025
4-6	2,60	0,40	1250	850	1550				0,030
7-9	2,65	0,45	1200	900	1500				0,035
10-12	2,70	0,50	1150	950	1450				0,040
13-15	2,75	0,55	1200	1000	1400				0,045
16-18	2,80	0,60	1250	1050	1350				0,050
19-21	2,85	0,65	1300	1100	1400				0,055
22-24	2,90	0,70	1350	1150	1450				0,060
25-27	2,95	0,75	1400	1200	1500				0,065
28-30	3,00	0,80	1450	1250	1550				0,070

Примечание. 1. Во всех вариантах температура внутреннего воздуха $t_в = 18^oC$.

2. Установка отопительного прибора в варианте А – в стенной нише (зазор между прибором и верхом ниши 40 мм).

3. В вариантах А и Б понижение температуры $\Sigma\Delta t_м = 2^oC$.

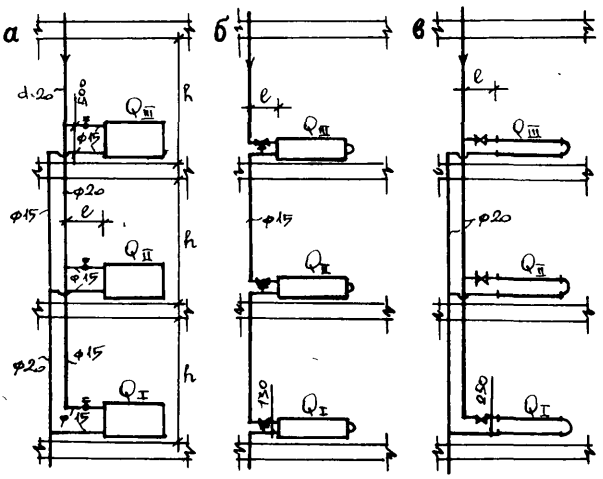


Рис. III.3. Типы расчетных стояков (к задаче № 10)

Q, Вт, в котором устанавливается данный прибор; температура воздуха в помещении $t_в$, °С.

Порядок расчета. 1. Для водяной системы отопления определяем расход теплоносителя в приборе G, кг/ч:

а) в двухтрубной системе:

$$G = \frac{3600 Q \beta_1 \beta_4}{c_в (t_г' - t_о)}; \qquad (III.10)$$

б) в однотрубной системе:

$$G = \alpha G_{ст} = \frac{\alpha\ 3600\ Q_{ст} \beta_1 \beta_4}{c_в (t_г' - t_о)}, \qquad (III.11)$$

где α – коэффициент затекания воды в прибор (при проточно-регулируемой схеме и одностороннем присоединении к стояку $\alpha = 1$); $Q_{ст}$ – суммарные теплопотери помещений, обслуживаемых данным стояком, Вт; β_1 – поправочный коэффициент, учитывающий дополнительные теплопотери, связанные с размещением отопительных приборов у наружных ограждений: для чугунных приборов $\beta_1 = 1{,}03$; β_4 – поправочный коэффициент, учитывающий теплоподачу через дополнительную сверх расчетной площадь принимаемых к установке приборов: для радиатора М = 140 АО $\beta_4 = 1{,}06$, для конвектора "Прогресс" $\beta_4 = 1{,}04$; $c_в = 4187$ Дж/(кг·°С) – удельная теплоемкость воды; $t_г'$ – температура теплоносителя на входе в рассматриваемый

стояк, °С; t_0 – расчетная температура охлажденного теплоносителя в системе отопления, °С.

$$t'_г = t_г - \Sigma \Delta t_м, \qquad (III.12)$$

здесь $t_г$ – расчетная температура подаваемого в систему отопления теплоносителя, °С; $\Delta t_м$ – суммарное понижение температуры воды на участках подающей магистрали до расчетного стояка, °С.

2. Действительный температурный напор для отопительного прибора Δt, °С, находим по формуле

$$\Delta t = (t_{вх} + t_{вых})/2 - t_в, \qquad (III.13)$$

где $t_{вх}$, $t_{вых}$ – температура теплоносителя соответственно на входе и на выходе из отопительного прибора, °С, определяемая:

а) в двухтрубной системе из условия $t_{вх} = t'_г$, $t_{вых} = t_0$;

б) в однотрубном стояке по формулам

$$t_{вх} = t'_г - 3600 \Sigma Q \beta_1 \beta_4 / (c_в G_{ст}), \qquad (III.14)$$

$$t_{вых} = t_г - 3600 (\Sigma Q + Q \alpha) \beta_1 \beta_4 / (c_в G_{ст}), \qquad (III.15)$$

где ΣQ – суммарные теплопотери помещений, расположенных до рассматриваемого по ходу движения теплоносителя, Вт;

в) в паровой системе отопления из условия: $t_{вх} = t_{вых} = t_п$, ($t_п$ – температура пара, °С, определяемая по табл.III.6).

Таблица III.6. Температура водяного пара $t_п$ в зависимости от давления пара $p_п$

$p_п$, МПа	$t_п$, °С	$p_п$, МПа	$t_п$, °С
0	99	0,07	114
0,01	102	0,08	116
0,02	104	0,09	118
0,03	106	0,10	120
0,04	108	0,15	127
0,06	112	0,25	138

3. Теплоотдачу открыто проложенных труб этажестояка $Q_{тр}$, Вт, рассчитываем по формуле

$$Q_{тр} = q_в l_в + q_г l_г, \qquad (III.16)$$

где $q_в$, $q_г$ – теплоотдача 1 м вертикальных и горизонтальных труб, Вт/м, определяемая по табл.III.7; $l_в$, $l_г$ – длина вертикальных и горизонтальных труб, м.

Таблица III.7. Теплоотдача открыто проложенных неизолированных труб, Вт/м (вертикальных – верхняя, горизонтальных – нижняя строка)

Условный диаметр трубы, мм	$t_{тр}-t_{в}$, °С	Теплоотдача 1 м трубы, Вт, через 1°С									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
15	40	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37
		39	40	41	42	43	44	45	47	48	49
20		36	37	39	40	41	42	43	44	45	47
		47	48	50	52	53	55	57	58	59	60
15	50	37	38	39	41	42	43	44	45	46	47
		50	51	52	53	55	57	58	59	60	62
20		48	49	50	51	52	53	55	56	57	58
		62	63	64	65	67	69	70	72	73	75
15	60	48	49	50	51	52	53	55	56	57	58
		63	65	66	67	69	70	72	73	74	76
20		59	61	63	64	65	67	69	70	71	73
		77	79	80	82	84	85	86	88	90	91
15	70	59	60	62	63	64	65	66	67	69	70
		77	78	80	81	83	84	86	87	88	90
20		74	76	77	78	79	81	83	84	85	87
		93	94	96	98	100	102	104	105	107	108
15	80	71	72	73	74	76	77	78	79	80	81
		92	93	94	96	98	99	101	102	104	105
20		80	90	92	93	94	96	98	99	101	102
		109	111	113	115	117	119	121	123	125	127
15	90	83	84	85	86	87	88	90	91	93	94
		107	108	110	112	113	115	116	118	120	121
20		104	106	107	108	110	112	114	115	116	118
		128	130	132	134	136	138	141	143	145	147

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
15	100	95 122	97 124	98 126	99 128	100 129	101 131	102 133	104 135	105 136	106 138
20		120 149	121 152	123 154	125 156	127 158	129 160	131 162	133 164	134 166	136 168

4. Требуемую поверхность отопительного прибора F, $м^2$, определяем по формуле

$$F = (Q - 0{,}9Q_{тр})/q, \qquad (III.17)$$

где q – плотность теплового потока отопительного прибора при фактических условиях теплопередачи, $Вт/м^2$, определяемая из выражения

$$q = q_н (\Delta t/\Delta t_0)^{1+n} (G/G_0)^p в. \qquad (III.18)$$

В формуле (III.18) $q_н$ – номинальный удельный тепловой поток отопительного прибора при стандартных условиях теплопередачи, $Вт/м^2$: $\Delta t_0 = 70°C$; $G_0 = 360$ кг/ч. Значения $q_н$, а также показатели степени n и p определяются для соответствующего элемента или типоразмера отопительного прибора по табл.III.8. В паровой системе отопления $p = 0$. Поправочный коэффициент на атмосферное давление $в$ определяется по графику на рис. III.4. Расчетное атмосферное давление района строительства находится по табл.прил.4* [6].

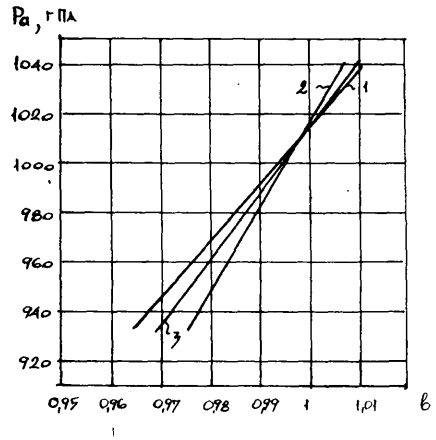


Рис.III.4. Изменение коэффициента $в$ в формуле (III.18) в зависимости от расчетного атмосферного давления района строительства: 1 – чугунный радиатор, 2 – конвектор без кожуха, 3 – ребристая труба

Таблица III.8. Теплотехнические показатели отопительных приборов [15]

Отопительные приборы	Условные обозначения типоразмера	$q_н$, Вт/м^2	f, м^2	n	p для пределов расхода воды, кг/ч		
					18-54	54-540	540-900
1	2	3	4	5	6	7	8
Радиатор чугунный секционный	М-140 АО	595	0,299	0,3	0,02	0,015	0,01
Конвектор без кожуха "Прогресс"	15К1-0,4	290	0,88	0,3	0,06	0,06	0,06
	15К1-0,5	290	1,11	0,3	0,06	0,06	0,06
	15К1-0,6	290	1,33	0,3	0,06	0,06	0,06
	15К1-0,7	290	1,55	0,3	0,06	0,06	0,06
	15К1-0,8	290	1,77	0,3	0,06	0,06	0,06
	15К1-0,9	290	1,99	0,3	0,06	0,06	0,06
	15К1-1,0	290	2,21	0,3	0,06	0,06	0,06
	15К1-1,1	290	2,43	0,3	0,06	0,06	0,06
	15К1-1,2	290	2,65	0,3	0,06	0,06	0,06
	15К1-1,3	290	2,87	0,3	0,06	0,06	0,06
	15К1-1,4	290	3,11	0,3	0,06	0,06	0,06
	15К1-1,5	290	3,33	0,3	0,06	0,06	0,06
	15К1-1,6	290	3,55	0,3	0,06	0,06	0,06
	15К1-1,7	290	3,77	0,3	0,06	0,06	0,06
	15К1-1,8	290	3,99	0,3	0,06	0,06	0,06
	15К1-1,9	290	4,21	0,3	0,06	0,06	0,06
	15К1-2,0	290	4,43	0,3	0,06	0,06	0,06

Окончание табл. III.8

1	2	3	4	5	6	7	8
Трубы чугунные ребристые длиной, м							
0,50		288	1,0	0,25	0,07	0,07	0,07
0,75		288	1,5	0,25	0,07	0,07	0,07
1,00		288	2,0	0,07	0,07	0,07	0,07
1,50		288	3,0	0,25	0,07	0,07	0,07
2,00		288	4,0	0,25	0,07	0,07	0,07

5. Расчетное число секций в чугунном радиаторе N', шт., определяем по формуле

$$N' = \beta_2 F/(\beta_3 f), \qquad (III.19)$$

где β_2 – поправочный коэффициент, учитывающий способ установки радиатора в помещении и определяемый по табл. 12.12 [10] (при открытой установке $\beta_2 = 1$); β_3 – поправочный коэффициент, учитывающий число секций в одном радиаторе (для радиаторов типа М=140 $\beta_3 = 0,97 + 0,06/F$); f – поверхность одного элемента или типоразмера прибора, м^2 (см. табл. III.8).

Число блоков конвектора N' в зависимости от принятого размера блока f, м^2, равно:

$$N' = F/f. \qquad (III.20)$$

Полученное теоретическое значение N' округляем до действительного количества элементов N, как правило, в большую сторону. Округлять в меньшую сторону можно лишь при условии снижения расчетной площади прибора не более чем на 5% (или не более, чем на 0,1 м^2).

Пример № 10.1. Определить число секций открыто установленных радиаторов типа М-140 АО, присоединенных к двухтрубному стояку системы водяного отопления трехэтажного административного здания в Ленинграде, при следующих исходных данных: тип стояка – см. рис. III.3, а; $h = 3,1$ м; $l = 0,3$ м; $t_г = 95^\circ$С; $t_о = 70^\circ$С; $\Sigma_\Delta t_м = 2^\circ$С; теплопотери помещений по этажам: $Q_I = 1500$ Вт, $Q_{II} = 1300$ Вт, $Q_{III} = 1650$ Вт, $t_в = 20^\circ$С.

Решение. 1. Расход воды в приборе III этажа находим по формуле (III.10)

$$G = \frac{3600 \cdot 1650 \cdot 1,02 \cdot 1,06}{4187 \cdot (95-2-70)} = 66,7 \text{ кг/ч}.$$

2. Температурный напор в радиаторе определяем по формулам (III.13), (III.12):

$$\Delta t = (95-2+70)/2-20 = 61,5^{\circ}C.$$

3. Теплоотдачу труб этажестояка рассчитываем по табл. III.7 и рис. III.3,а: при $t'_г - t_в = 95-2-20 = 73^{\circ}C$ $q_{в,20} = 78$ Вт/м; при $q_{г,15} = 81$ Вт/м; при $t_0 - t_в = 50^{\circ}C$ $q_{г,15} = 50$ Вт/м. Суммарная теплоотдача согласно формуле (III.16) равна:

$$Q_{тр} = 78 \cdot 3,1 + 81 \cdot 0,3 + 50 \cdot 0,3 = 281 \text{ Вт}.$$

4. Для радиатора М-140 АО по табл. III.8 и рис. III.4: $q_н = 595$ Вт/м^2; $n = 0,3$; $P = 0$; $в = 0,998$ (расчетное атмосферное давление для Ленинграда по табл. прил. 1*[6] равно 1010 гПа). При этих значениях по формуле (III.18) определяется плотность теплового потока радиатора:

$$q = 595 \cdot (61,5/70)^{1,3} \cdot 0,998 = 502 \text{ Вт/м}^2.$$

Тогда требуемая поверхность радиатора III этажа по формуле (III.17) равна:

$$F = (1650 - 0,9 \cdot 281)/502 = 2,78 \text{ м}^2.$$

5. Согласно табл. III.8 для принятого типа радиатора $f = 0,299$, $\beta_2 = 1$, $\beta_3 = 0,97 + 0,06/2,78 = 0,99$. Тогда расчетное число секций в радиаторе, определенное по формуле (III.19), составляет:

$$N' = 1 \cdot 2,78/(0,99 \cdot 0,299) = 9,4 \text{ шт}.$$

Окончательно принимаем к установке девять секций, что приведет к снижению площади поверхности радиатора на $[(2,78 - 0,299 \times 9)/2,78] \times 100 = 3,2\%$, т.е. менее, чем на 5% от расчетной.

Результаты расчета по рассмотренному и остальным этажам приведены в табл. III.9.

Программа расчета отопительных приборов дана в прил. IV.

Пример № 10.2. Определить типоразмер конвекторов "Прогресс", присоединенных к однотрубному проточно-регулируемому стояку системы водяного отопления трехэтажного жилого здания в Омске, при следующих исходных данных: тип стояка – см. рис. III.3, б; $h = 3,1$ м; $l = 0,3$ м; $t_г = 105^{\circ}C$, $t_0 = 70^{\circ}C$; $\Sigma \Delta t_м = 3^{\circ}C$; теплопотери помещений по этажам: $Q_I = 1500$ Вт, $Q_{II} = 1300$ Вт, $Q_{III} = 1650$ Вт; $t_в = 20^{\circ}C$.

Таблица III.9. Результаты расчета к примеру № 10.1

№ этажа	Q, Вт	G, кг/ч	Δt, °С	$Q_{тр}$, Вт	q, Вт/м^2	F, м^2	β_3,	N', шт	N, шт
III	1650	66,7	61,5	281	502,1	2,78	0,99	9,4	9
II	1300	52,5	61,5	430	483,1	1,89	1,00	6,3	7
I	1500	60,6	61,5	391	502,1	2,29	1,00	7,7	8

Решение. 1. Расход воды в каждом отопительном приборе стояка определяем по формуле (III.11):

$$G = G_{ст} = \frac{1 \cdot 3600(1500+1300+1650) \cdot 1,03 \cdot 1,04}{4187 \cdot (105-3-70)} = 128,1 \text{ кг/ч.}$$

2. Температуру теплоносителя на входе в конвектор III этажа находим по формулам (III.12) и (III.14):

$$t_{вх} - t'_г = 105 - 3 = 102^{\circ}C.$$

Температура воды на выходе из этого конвектора определяется по формуле (III.15):

$$t_{вых} = 102 - 3600 \cdot 1650 \cdot 1,03 \cdot 1,04/(4187 \cdot 128,1) = 90,1^{\circ}C.$$

Тогда действительный температурный напор для конвектора по формуле (III.13) равен:

$$\Delta t = (102+90,1)/2 - 20 = 76,1^{\circ}C.$$

3. Теплоотдачу труб этажестояка III этажа находим по формуле (III.16) с учетом табл.III.7: при $t'_г - t_в = 82^{\circ}C$ $q_{6,15} = 73$ Вт/м и $q_{тр} = 94$ Вт/м; при $t_{вых} - t_в = 70^{\circ}C$ $q_{г,15} = 77$ Вт/м; тогда

$$Q_{тр} = 73 \cdot (3,1-0,13) + 94 \cdot 0,3 + 77 \cdot 0,3 = 268 \text{ Вт.}$$

4. Теплотехнические показатели конвектора "Прогресс" согласно табл.III.8 равны: $q_н = 290$ Вт/м^2, $n = 0,3$, $p = 0,06$.

Действительная плотность теплового потока конвектора "Прогресс" при расчетном атмосферном давлении для Омска 990 ГПа (прил. 4* [6]) ($\varepsilon = 0,993$ – см. рис.III.4) определяется по формуле (III.18):

$$q = 290 \cdot (76,1/70)^{1/3} \cdot (128,1/360)^{0,06} \cdot 0,993 = 302 \text{ Вт/м}^2.$$

Требуемая площадь теплоотдающей поверхности конвектора III этажа по формуле (III.17) равна:

$$F = (1650 - 0,9 \cdot 268)/302 = 4,66 \text{ м}^2.$$

Согласно табл. III.8 принимаем к установке два блока конвектора 1.5К1-1,1 с суммарной площадью $f = 4,86$ м^2.

Результаты расчета по рассмотренному и остальным этажам приведены в табл. III.10.

Таблица III.10. Результаты расчета к примеру № 10.2

№ этажа	Q, Вт	G, кг/ч	$t_{вх}$, °С	$t_{вых}$, °С	Δt, °С	$Q_{тр}$, Вт	q, Вт/м^2	F, м^2	Типоразмер конвектора
III	1650	128,1	102	90,1	76,1	268	302	4,66	2·(15К1-1,1)
II	1300	128,1	90,1	80,8	65,5	218	249	4,43	15К1-2,0
I	1500	128,1	80,8	70,0	55,4	180	200	6,68	2·(15К1-1,5)

Пример № 10.3. Определить количество и длину чугунных ребристых труб, используемых в качестве отопительного прибора в системе парового отопления низкого давления трехэтажного производственного здания в Свердловске, при следующих исходных данных: тип стояка – см. рис. III.3, в; $h = 3,1$ м, $l = 0,3$ м; $p_н = 0,02$ МПа; теплопотери помещений по этажам: $Q_I = 1500$ Вт, $Q_{II} = 1300$ Вт, $Q_{III} = 1650$ Вт; $t_в = 20$°С.

Решение. 1. Температура пара при избыточном давлении $p_п = 0,02$ МПа согласно табл. III.6 составит $t_п = 104$°С. Тогда действительный температурный напор по формуле (III.13) равен:

$$\Delta t = 104 - 20 = 84\text{°С}.$$

2. Теплоотдача труб этажестояка III этажа определяется по формуле (III.16) с учетом того, что (см. табл. III.7) при $t_п - t_в = 84$°С $t_{в,20} = 94$ Вт/м и $t_{г,20} = 117$ Вт/м:

$$Q_{тр} = 94 \cdot 3,1 + 117 \cdot 0,3 \cdot 2 = 362 \text{ Вт}.$$

3. По табл. III.8 для ребристых труб $q_н = 388$ Вт/м^2 и $n = 0,25$. При расчетном атмосферном давлении для Свердловска 970 ГПа (прил. 4* [6]) по рис. III.4 $в = 0,984$. Тогда действительная плотность теплового потока по формуле (III.18) равна:

$$q = 388 \cdot (84/70)^{1,25} \cdot 0,984 = 479 \text{ Вт/м}^2.$$

Требуемая площадь поверхности ребристых труб на III этаже определяем по формуле (III.17):

$$F = (1650 - 0,9 \cdot 362)/479 = 2,76 \text{ м}^2.$$

Согласно табл. III.8 принимаем к установке две чугунные ребристые трубы длиной по 0,75 м и общей площадью $f = 1,5 \times 2 = 3$ м^2.

Результаты расчета по рассмотренному и остальным этажам приведены в табл.III.11.

Таблица III.11. Результаты расчета к примеру № 10.3

№ этажа	Q, Вт	Δt, °С	$Q_{тр}$, Вт	q, Вт/м^2	F, м^2	Ребристая труба	
						количество	длина одной трубы, м
III	1650	84	362	479,5	2,76	2	0,75
II	1300	84	653	479,5	1,49	1	0,75
I	1500	84	630	479,5	1,95	2	0,50

Ребристые трубы на I и III этажах устанавливают друг над другом.

Задание для научно-исследовательской работы:

1. Показать изменение плотности теплового потока водяного отопительного прибора (радиатора, конвектора, ребристой трубы) при изменении основных факторов:

а) температурного напора;

б) расхода теплоносителя.

2. Показать изменение плотности теплового потока парового отопительного прибора (радиатора, ребристой трубы) в зависимости от давления пара в системе отопления от 0,005 до 0,17 МПа.

III.3. Гидравлический расчет системы водяного отопления

Главной целью гидравлического расчета системы отопления является выбор диаметров всех ее трубных элементов. Способ определения диаметра труб системы зависит от схемы ее присоединения к внешней тепловой сети. При независимой схеме, когда циркуляционное давление создается собственным насосом системы, диаметр труб определяется максимально допустимой скоростью воды в трубе. В этом случае гидравлический расчет завершается определением параметров работы и выбором циркуляционного насоса. При зависимой схеме диаметр труб выбирается с таким расчетом, чтобы суммарные потери давления на трение и местные сопротивления при расчетном расходе воды в системе отопления не превышали давления в точках присоединения системы к тепловой сети.

Из всех известных способов гидравлического расчета систем водяного отопления при зависимой схеме их присоединения к тепловой сети в настоящее время наиболее распространены:

а) способ расчета по удельной потере давления на трение;

б) способ расчета по характеристикам гидравлического сопротивления.

Первый способ основан на том, что понижение температуры воды во всех стояках и ветвях системы отопления считается одинаковым и равным расчетному температурному перепаду в целом по системе. Потери давления на каждом участке $\Delta p_{уч}$, Па, при этом способе определяются по формуле

$$\Delta p_{уч} = R_{уч} l_{уч} + Z_{уч}, \qquad (III.21)$$

где $R_{уч}$ – удельная потеря давления на трение на участке, Па/м; $l_{уч}$ – длина участка, м; $Z_{уч}$ – потери давления на местные сопротивления на данном участке, Па.

Суммарные потери давления на участках и в системе в целом рассчитываются с допустимой невязкой, а расход воды на каждом участке считается условно равным расчетному. Данным способом можно рассчитывать системы отопления с любой схемой разводки магистралей.

Второй способ основан на использовании зависимости

$$\Delta p_{уч} = S_{уч} G_{уч}^2, \qquad (III.22)$$

где $S_{уч}$ – характеристика сопротивления участка системы отопления, Па/(кг/ч)^2; $G_{уч}$ – расход воды на участке, кг/ч.

Этот способ расчета позволяет для выбранных диаметров участков и известного циркуляционного давления в системе точно оценить распределение воды и понижение ее температуры в стояках и ветвях, которое обычно не соответствует расчетному. Окончательный выбор диаметров осуществляется при допустимом отклонении температурного перепада по стоякам от расчетного значения. Вторым способом рассчитывают, как правило, наиболее распространенные в настоящее время системы отопления с тупиковым движением воды в магистралях.

Рассмотренная ниже задача решается обоими способами. Первым способом (прямая задача) определяются диаметры труб участков системы отопления, вторым – (обратная задача) уточняются при известных диаметрах расход воды по стоякам и действительное понижение температуры в них.

Задача № 11. Выполнить гидравлический расчет однотрубной проточно-регулируемой системы водяного отопления с верхней разводкой подающей магистрали в трехэтажном жилом здании. Отопительные приборы – чугунные радиаторы М-140 АО.

Исходные данные (табл. III.12 и рис. III.5): размеры элементов системы отопления h и l, м; насосное циркуляционное

Таблица III.12. Исходные данные для расчетов к задаче № 11

№ варианта	$\Delta p_н$, кПа	Q, Вт	h, м	l, м	№ варианта	$\Delta p_н$, кПа	Q, Вт	h, м	l, м
1	4,0	800	2,3	2,0	16	4,0	850	2,8	2,3
2	4,5	850	2,4	2,1	17	4,5	800	2,7	2,4
3	5,0	900	2,5	2,2	18	5,0	850	2,6	2,5
4	5,5	950	2,6	2,3	19	5,5	900	2,5	2,0
5	6,0	1000	2,7	2,4	20	6,0	950	2,4	2,1
6	4,0	1050	2,8	2,5	21	4,0	1000	2,3	2,2
7	4,5	1100	2,7	2,0	22	4,5	1050	2,4	2,3
8	5,0	1150	2,6	2,1	23	5,0	1100	2,5	2,4
9	5,5	1200	2,5	2,2	24	5,5	1150	2,6	2,5
10	6,0	1150	2,4	2,3	25	6,0	1200	2,7	2,0
11	4,0	1100	2,3	2,4	26	4,0	1150	2,8	2,1
12	4,5	1050	2,4	2,5	27	4,5	1100	2,7	2,2
13	5,0	1000	2,5	2,0	28	5,0	1050	2,6	2,3
14	5,5	950	2,6	2,1	29	5,5	1000	2,5	2,4
15	6,0	900	2,7	2,2	30	6,0	950	2,4	2,5

Примечание. Во всех вариантах температура подаваемого теплоносителя $t_г$ = 95°С, охлажденного – t_0 = 70°С.

давление на тепловом вводе в здание $\Delta p_н$, Па; тепловые нагрузки отопительных приборов Q, Вт; расчетная температура подаваемого $t_г$ и охлажденного t_0 теплоносителя в системе отопления.

Порядок расчета. 1. Выбираем в системе отопления основное циркуляционное кольцо. В однотрубной системе с тупиковым движением воды в магистралях оно проходит через дальний, но достаточно нагруженный стояк самой нагруженной ветви (стояк 3 на рис.III.5). Расход воды в данном стояке $G_{ст}$, кг/ч, определяется по формуле (III.11).

2. Давление, создающее циркуляцию воды в однотрубной системе отопления, $\Delta p_р$, Па, находим по формуле

$$\Delta p_р = \Delta p_н + \Delta p_{е.пр} + \Delta p_{е.тр}, \qquad (III.23)$$

где $\Delta p_{е.пр}$, $\Delta p_{е.тр}$ – естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды соответственно в отопительных приборах и трубах системы, Па.

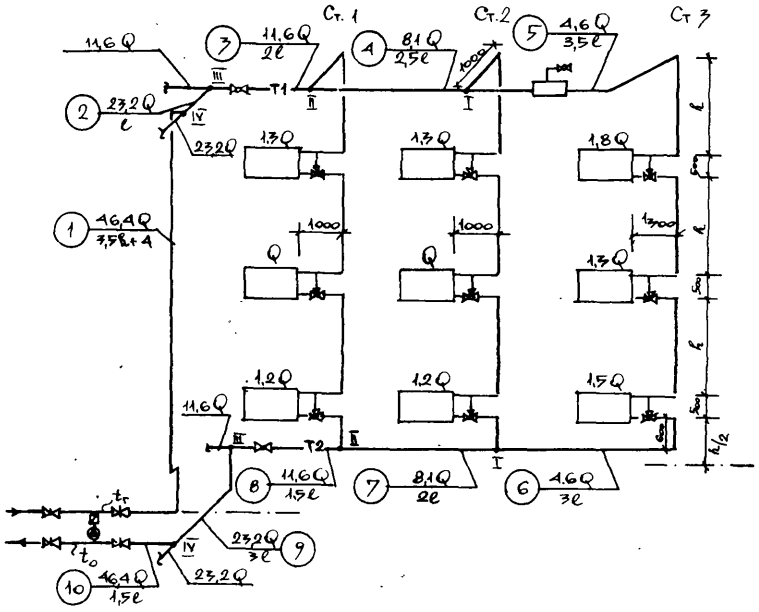


Рис. III.5. Расчетная ветвь однотрубной проточно-регулируемой системы отопления (к задаче № 11)

При n отопительных приборов в стояке

$$\Delta p_{e.пр} = \frac{3600 \beta g \beta_1 \beta_4}{c_в G_{ст}} \sum_{I}^{n} (Q_i h_i), \qquad (III.24)$$

где β – среднее увеличение плотности воды при уменьшении ее температуры на 1°С (при $t_г = 95°С$ и $t_o = 70°С$ $\beta = 0{,}64$ кг/(м^3·°С); $g = 9{,}81$ м/с^2 – ускорение свободного падения; $Q_i h_i$ – произведение тепловой нагрузки i-го прибора стояка на вертикальное расстояние от его условного центра охлаждения (в проточно-регулируемой системе – центр прибора) до центра нагревания воды в системе (уровень подающего теплопровода на тепловом вводе в здание).

Величиной $\Delta p_{e.тр}$, ввиду ее малого значения по сравнению с величиной $\Delta p_р$, в данной задаче пренебрегаем.

3. Разбиваем основное циркуляционное кольцо на участки – элементы системы с постоянным расходом теплоносителя. Участки нуме-

руем, для каждого из них (см. рис. III.5) определяем тепловую нагрузку $Q_{уч}$, Вт, (количество теплоты, которое условно несет в себе теплоноситель на данном участке или уже отдал) и длину $l_{уч}$, м, по чертежу. Расход воды на участке $G_{уч}$, кг/ч, находим по формуле вида (III.11).

Предварительный выбор диаметра трубы на каждом участке осуществляем с помощью табл. 46.1 [10] по значению $G_{уч}$ и средней удельной потере давления на трение в основном циркуляционном кольце $R_{ср}$, Па/м, определяемой по формуле

$$R_{ср} = 0{,}65\,\Delta p_р / \Sigma l, \qquad (III.25)$$

где Σl – суммарная длина всех участков основного кольца, м.

4. После определения условного диаметра трубы $d_у$, мм, для каждого участка находим:

а) по табл. 46.1 [10] при известных $d_у$ и $G_{уч}$ действительную величину удельной потери давления на трение $R_{уч}$, Па/м, и скорость теплоносителя $w_{уч}$, м/с. При этом необходимо следить, чтобы скорость изменялась без больших скачков при изменении расчетного расхода воды и не превышала допустимого максимума (1,5 м/с в магистралях при любом $d_у$ и стояках из труб $d_у$ 10; 1,2 м/с в стояках из труб $d_у$ 15; 1 м/с в стояках из труб $d_у$ 20).

б) потери давления на трение $R_{уч} \cdot l_{уч}$, Па;

в) по табл. 46.12–20 [10] при известных $d_у$ и условиях движения воды сумму коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma \xi_{уч}$;

г) по табл. 46.3 [10] при известных значениях $w_{уч}$ и $\Sigma \xi_{уч}$ потери давления на местные сопротивления $Z_{уч}$, Па;

д) общие потери давления $\Delta p_{уч}$, Па, по формуле (III.20).

Результаты расчета по участкам заносятся в таблицу.

5. Расчет основного циркуляционного кольца считается законченным, когда соблюдается условие:

$$\Sigma (R_{уч} l_{уч} + Z_{уч}) = (0{,}9 - 0{,}95)\,\Delta p_р. \qquad (III.26)$$

В противном случае необходимо изменить диаметр одного или нескольких участков, следя при этом за соблюдением условий, описанных в п. 4 а.

6. После завершения расчета основного кольца приступаем к гидравлической увязке с ним второстепенных колец циркуляции.

Диаметр труб стояков 1 и 2 выбирают таким образом, чтобы соблюдалось с невязкой до 15% условие

$$(Rl + Z)_{ст} \approx \left[\Sigma (Rl + Z)'_{осн} + (\Delta p_{е.ст} - \Delta p_{е.осн})\right], \qquad (III.27)$$

где $(Rl + Z)_{ст}$ – потери давления на трение и местные сопротивления в рассматриваемом стояке, Па; $\Sigma (Rl+Z)'_{осн}$ – потери давления на

необщих с второстепенным кольцом участках основного циркуляционного кольца, Па; $\Delta p_{е.ст}$ – естественное циркуляционное давление от охлаждения воды в приборах рассматриваемого стояка, Па; $\Delta p_{е.осн}$ – то же, основного циркуляционного кольца, Па.

Если все возможные способы обеспечения соответствия величины $(R\ell + Z)_{ст}$ требуемому значению (уменьшение диаметра всего или части стояка, установка запорно-регулирующей арматуры с более высоким сопротивлением и т.д.) исчерпаны, в основании рассматриваемого стояка устанавливается диафрагма диаметром d, мм (не менее 5 мм), определяемым по формуле

$$d = 3{,}54\,(G_{ст}^2/\Delta p)^{0{,}25}, \qquad (III.28)$$

где $G_{ст}$ – расчетный расход воды в стояке, кг/ч; Δp – потери давления, которые необходимо иметь в диафрагме, Па.

7. Для выявления действительного распределения теплоносителя по участкам и стоякам системы отопления определяем их характеристику сопротивления $S_{уч}$, Па/(кг/ч)^2, по табл. 13.6 [4] или по формуле

$$S_{уч} = A\left(\frac{\lambda}{d_y}\ell_{уч} + \sum \xi_{уч}\right), \qquad (III.29)$$

где A – удельное динамическое давление в трубе с внутренним диаметром d_y при расходе воды 1 кг/ч, Па/(кг/ч)^2, определяемое по табл. Ш.13; λ/d_y – приведенный коэффициент гидравлического трения, 1/м (см. табл. III.13).

Таблица III.13. Динамические характеристики труб насосных систем водяного отопления

Диаметр условный d_y, мм	Удельное динамическое давление, $A\cdot10^4$ Па(кг/ч)^2	Коэффициент гидравлического трения λ/d_y, 1/м	Диаметр условный d_y, мм	Удельное динамическое давление, $A\cdot10^4$ Па(кг/ч)^2	Коэффициент гидравлического трения λ/d_y, 1/м
10	26,5	3,6	40	0,23	0,80
15	10,6	2,7	50	0,082	0,55
20	3,19	1,8	70	0,0269	0,40
25	1,23	1,4	80	0,0142	0,30
32	0,39	1,0	100	0,00642	0,23

Характеристика сопротивления стояка, оснащенного диафрагмой диаметром d, увеличивается на величину S_g, Па/(кг/ч)^2:

$$S_g = 157/d^4. \qquad (III.30)$$

Определяем проводимость каждого участка $\sigma_{уч}$, кг/(ч·Па^{0,5}), по формуле

$$\sigma_{уч} = 1/\sqrt{S_{уч}}. \qquad (III.31)$$

8. Последовательно, начиная от расчетного стояка основного циркуляционного кольца, определяем характеристики сопротивления и проводимости укрупненных узлов и системы отопления в целом. При этом основываемся на правиле:

а) характеристика сопротивления узла $S_{уз}$, состоящего из последовательно соединенных участков или узлов, определяется выражением

$$S_{уз} = S_1 + S_2 + \ldots + S_n; \qquad (III.32)$$

б) проводимость узла $\sigma_{уз}$, состоящего из двух гидравлически параллельных участков или узлов, равна:

$$\sigma_{уз} = \sigma_1 + \sigma_2. \qquad (III.33)$$

Тогда, начиная от стояка 3 (см. рис.III.5), характеристика сопротивления и проводимость равны:

а) до узла I:

$$S_I = S_{уч5} + S_{ст3} + S_{уч6}, \qquad (III.34)$$

$$\sigma_I = 1/\sqrt{S_I}; \qquad (III.35)$$

б) в узле I:

$$\sigma_{I-I} = \sigma_1 + \sigma_{ст2}, \qquad (III.36)$$

$$S_{I-I} = 1/\sigma^2_{I-I}; \qquad (III.37)$$

в) до узла II:

$$S_{II} = S_{уч4} + S_{I-I} + S_{уч7}, \qquad (III.38)$$

$$\sigma_{II} = 1/\sqrt{S_{II}}; \qquad (III.39)$$

г) в узле II:

$$\sigma_{II-II} = \sigma_{II} + \sigma_{ст1}, \qquad (III.40)$$

$$S_{II-II} = 1/\sigma^2_{II-II}; \qquad (III.41)$$

д) до узла III:

$$S_{III} = S_{уч3} + S_{II-II} + S_{уч8}, \qquad (III.42)$$

$$\sigma_{III} = 1/\sqrt{S_{III}}; \qquad (III.43)$$

е) в узле III (с учетом того, что все ветви системы отопления идентичны):

$$G_{III-III} = 2G_{III}, \quad (III.44)$$

$$S_{III-III} = 1/G^2_{III-III}; \quad (III.45)$$

ж) до узла IV:

$$S_{IV} = S_{IV2} + S_{III-III} + S_{уч9}, \quad (III.46)$$

$$G_{IV} = 1/\sqrt{S_{IV}}; \quad (III.47)$$

з) в узле IV:

$$G_{IV-IV} = 2G_{IV}, \quad (III.48)$$

$$S_{IV-IV} = 1/G^2_{IV-IV}; \quad (III.49)$$

и) системы отопления в целом:

$$S_{с.о} = S_{уч1} + S_{IV-IV} + S_{уч10}. \quad (III.50)$$

9. Действительный расход воды, кг/ч:

а) в системе отопления в целом:

$$G_{с.о} = \sqrt{\Delta p_р / S_{с.о}}; \quad (III.51)$$

б) на участке 3 (см. п.8 е):

$$G_{уч3} = 0,25 G_{с.о}; \quad (III.52)$$

в) в стояке 1:

$$G_{ст1} = G_{ст1} G_{уч3} / (G_{ст1} + G_{II}); \quad (III.53)$$

г) на участке 4:

$$G_{уч4} = G_{уч3} - G_{ст1}; \quad (III.54)$$

д) в стояке 2:

$$G_{ст2} = G_{ст2} G_{уч4} / (G_{ст2} + G_{I}); \quad (III.55)$$

е) в стояке 3:

$$G_{ст3} = G_{уч4} - G_{ст2}. \quad (III.56)$$

10. Действительный перепад температуры теплоносителя в стояках $\Delta t_{ст}$, °С, определяем по формуле

$$\Delta t_{ст} = 3600 Q_{ст} \beta_1 \beta_4 / (c_в G_{ст}). \quad (III.57)$$

Понижение температуры не должно отличаться от расчетного ($t_г - t_о$) более чем на 7°С.

Пример № 11. Выполнить гидравлический расчет однотрубной проточно-регулируемой системы водяного отопления с верхней раз-

водкой в трехэтажном жилом доме с чугунными радиаторами типа М-140 АО при следующих исходных данных (см. рис.III.5): h = = 2,9 м; l = 2,6 м; Q = 1250 Вт; $t_г$ = 95°С, $t_о$ = 70°С, $\Delta p_н$ = = 6,5 кПа.

Решение 1. Основное циркуляционное кольцо проходит через стояк 3, в котором расход воды определяется по формуле (III.11):

$$G_{ст3} = \frac{3600(1875+1625+2250)\cdot 1,02\cdot 1,06}{4187(95-70)} = 213,8 \text{ кг/ч.}$$

2. С учетом размеров стояка 3 естественное циркуляционное давление в основном кольце по (III.24) составит:

$$\Delta p_{е.пр} = \frac{3600\cdot 0,64\cdot 9,81\cdot 1,02\cdot 1,06}{4187\cdot 213,8}(1,5\cdot 1875+4,9\cdot 1625+$$

$$+ 8,3\cdot 2250) = 804 \text{ Па.}$$

Тогда расчетное циркуляционное давление по формуле (III.23) будет равно:

$$\Delta p_р = 6500+804 = 7304 \text{ Па.}$$

3. Основное циркуляционное кольцо разбивается на 11 участков, включая стояк 3, как один из участков.

Для предварительного выбора диаметра участков определяется средняя удельная потеря давления на трение на участках основного кольца при Σl = 83,3 м (см. рис.III.5) по формуле (III.25):

$$R_{ср} = 0,65\cdot 7304/83,3 = 57 \text{ Па/м.}$$

Результаты расчета по участкам сводятся в табл.III.14.

Сумму коэффициентов местных сопротивлений на участках основного кольца определяем по [10]:

Участок 1 ($d_у$ 40):

задвижка параллельная, табл.46.12 0,5

отвод 90°, 4 шт., табл.46.13 0,5 x 4 = 2,0

$\Sigma \xi_{уч1}$ = 2,5

Стояк 3 ($d_у$ 15):

отвод 90°, 8 шт., табл.46.12 (w = 0,315 > 0,2 м/с) 1,3 x 8 = 10,4

тройник, 3 шт., табл.46.16 ($\bar{G}_{прох}$ = 1) 0,7 x 3 = 2,1

радиатор, 3 шт., табл.46.12 (w = 0,315 > 0,2 м/с) 1,6 x 3 = 4,8

кран трехходовой при прямом проходе, 3 шт., табл.46.12 3,2 x 3 = 9,6

$\Sigma \xi_{ст3}$ = 26,9.

Таблица III.14. Результаты гидравлического расчета в примере № 11

№ участка	$Q_{уч}$, Вт	$G_{уч}$, кг/ч	$l_{уч}$, м	$d_{уч}$, мм	$R_{уч}$, Па/м	$w_{уч}$, м/с	$R_{уч} \times l_{уч}$, Па	$\Sigma \xi_{уч}$	$Z_{уч}$, Па	$R_{уч} \times l_{уч} + Z_{уч}$, Па
1	58000	2157	4,2	40	77,2	0,454	1096	2,5	255	1351
2	29000	1078	2,6	32	43,2	0,298	112	6,3	279	391
3	14500	539	5,2	25	50,5	0,261	263	7,3	243	506
4	10125	376	6,5	20	78,1	0,29	508	1,0	41	549
5	5750	214	9,1	20	25,9	0,166	236	3,53	48	284
Ст.3	5750	214	7,1	15	134,5	0,315	2300	26,9	1312	3612
6	5750	214	7,8	20	25,9	0,166	202	1,41	19	221
7	10125	376	5,2	20	78,1	0,29	406	1,0	41	447
8	14500	539	3,9	25	50,5	0,261	197	6,0	199	396
9	29000	1078	7,8	32	43,2	0,298	337	5,2	231	568
10	58000	2157	3,9	40	77,2	0,454	301	0,5	51	352
										Σ = 8677
1	58000	2157	14,2	50	20,7	0,273	294	2,5	93	387
2	29000	1078	2,6	40	19,9	0,224	52	6,3	157	209
4	10125	376	6,5	25	25,5	0,182	166	1,0	16	182
9	29000	1078	7,8	40	19,9	0,224	155	5,2	129	284
10	58000	2157	3,9	50	20,7	0,273	81	0,5	19	100
										Σ = 1162
Ст.1	4375	163	16,3	10	198,4	0,341	3234	35	2045	5279
Ст.2	4375	163	16,3	15	79,3	0,233	1293	28,3	769	2062

Участок 2 (d_y 32):

тройник (местное сопротивление на границе двух участков относится к участку с меньшим расходом воды), табл. 46.14 (схема 4, $\bar{G}_{отв} = 0,5$) $\Sigma\xi_{уч2} = 6,3$

Участок 3 (d_y 25):

тройник, табл. 46.14 (схема 4, $\bar{G}_{отв} = 0,5$) 6,3

кран пробковый проходной, табл. 46.12 ($w = 0,261 > 0,2$ м/с) 1,0

$\Sigma\xi_{уч3} = 7,3$

Участок 4 (d_y 20):

тройник, табл. 46.16 ($\bar{G}_{прох} = 0,7$) $\Sigma\xi_{уч4} = 1,0$

Участок 5 (d_y 20):

тройник, табл. 46.16 ($\bar{G}_{прох} = 0,6$) 1,41

воздухосборник (внезапное расширение плюс внезапное сужение потока), табл. 46.13 1,0+0,5 = 1,5

отвод 45°, табл. 46.12 ($w = 0,166$ м/с) 0,62

$\Sigma\xi_{уч5} = 3,53$

Участок 6 (d_y 20):

тройник, табл. 46.16 ($\bar{G}_{прох} = 0,6$) $\Sigma\xi_{уч6} = 1,41$

Участок 7 (d_y 20):

тройник, табл. 46.16 ($\bar{G}_{прох} = 0,7$) $\Sigma\xi_{уч7} = 1,0$

Участок 8 (d_y 25):

кран пробковый проходной, табл. 46.12 ($w = 0,261 > 0,2$ м/с) 1,0

тройник, табл. 46.14 (схема 3, $\bar{G}_{отв} = 0,5$) 5,0

$\Sigma\xi_{уч8} = 6,0$

Участок 9 (d_y 32):

отвод 90°, табл. 46.12 ($w = 0,298 > 0,2$ м/с) 0,2

тройник, табл. 46.14 (схема 3, $\bar{G}_{отв} = 0,5$) 5,0

$\Sigma\xi_{уч9} = 5,2$

Участок 10 (d_y 40):

задвижка параллельная, табл. 46.12 $\Sigma\xi_{уч10} = 0,5$

Первоначальный выбор диаметров труб не обеспечил необходимый запас циркуляционного давления [см. условие (III.26)] $8677 > 0,9 \times 7304$; поэтому увеличим диаметр труб на участках 1, 2, 4, 9 и 10, не меняя при этом суммы коэффициентов местных сопротивлений на этих участках (см. табл. III.14). Потери давления в циркуляционном кольце в этом случае равны 6628 Па.

Запас давления при измененных диаметрах труб составит $(7304 - 6628)/7304 \cdot 100\% = 9,2\%$, что удовлетворяет условию (III.26).

6. Для расчета кольца циркуляции через ближний в ветви стояк 1 определяем расход воды в нем и естественное давление от охлаждения воды в его отопительных приборах по формулам (Ш.11) и (Ш.24):

$$G_{ст} = \frac{3600(1500+1250+1625)\ 1{,}02\cdot 1{,}06}{4187(95-70)} = 162{,}7 \text{ кг/ч};$$

$$\Delta p_{е.ст} = \frac{3600\cdot 0{,}64\cdot 9{,}81\cdot 1{,}02\cdot 1{,}06}{4187\cdot 162{,}7}(1{,}5\cdot 1500+4{,}9\cdot 1250+$$

$$+ 8{,}3\cdot 1625) = 784 \text{ Па}.$$

Тогда требуемые потери давления в стояке 1 согласно формуле (III.27) составят:

$$(Rl+Z)^{тр}_{ст1} = (182+284+3612+221+447)+(784-804) =$$
$$= 4726 \text{ Па}.$$

Принимаем для стояка 1 трубы $d_у$ 10. При этом действительные потери давления в стояке равны 5279 Па (см. табл. III.14).

Сумма коэффициентов местного сопротивления для стояка 1 ($d_у$ 10) равна:

тройник, табл. 46.14 (схема 2, $d_{отв}/d_{ств}=0{,}4$, $\bar{G}_{отв}=0{,}3$)	1,0
отвод 90°, 7 шт., табл. 46.13	2 x 7 = 14
тройник, 3 шт., табл. 46.16 ($\bar{G}_{прох}=1$)	0,7 x 3 = 2,1
радиатор, 3 шт., табл. 46.13	2 x 3 = 6
кран трехходовой при прямом проходе, 3 шт. (по данным НИИСТ)	4 x 3 = 12
тройник, табл. 46.14 (схема 1, $d_{отв}/d_{ств}=0{,}4$, $\bar{G}_{отв}=0{,}3$)	0,9
	$\Sigma\xi_{ст1} = 36$

Невязка по потерям давления составляет: (4726 - 5279)/4726 x x 100 = -11,7%, что соответствует условию (III.27).

Значения $G_{ст}$ и $\Delta p_{е.ст}$ для стояков 1 и 2 по условиям примера аналогичны. Тогда требуемые потери давления в стояке 2 составляют: $(Rl+Z)^{тр}_{ст} = (284+3612+221) + (784-804) = 4097$ Па.

Принимаем для стояка 2 трубы $d_у$ 15. При этом действительные потери давления в нем составят 2062 Па (см. табл. III.14).

Сумма коэффициентов местного сопротивления для стояка 2 ($d_у$ 15) равна:

тройник, табл. 46.14 (схема 2, $d_{отв}/d_{ств}=0{,}6$, $G_{отв}=0{,}43$)	1,6
отвод 90°, 7 шт., табл. 46.12 ($w=0{,}233>0{,}2$ м/с)	1,3x7 = 9,1
тройник, 3 шт., табл. 46.16 ($G_{прох}=1$)	0,7 x 3 = 2,1
радиатор, 3 шт., табл. 46.12 ($w=0{,}233>0{,}2$ м/с)	1,6 x 3 = 4,8

кран трехходовой при прямом проходе, 3 шт.,
табл. 46.12 3,2 x 3 = 9,6

тройник, табл. 46.14 (схема 1, $d_{отв}/d_{ств} = 0,75$,
$\bar{G}_{отв} = 0,43$) 1,1

$\Sigma \xi_{ст2} = 28,3$

Так как действительные потери давления в стояке 2 более чем в два раза меньше требуемых, то для его увязки с основным циркуляционным кольцом предлагается установить на стояке 2 диафрагму. Диаметр диафрагмы вычисляем по формуле (III.28):

$$d = 3,54[163^2/(4097-2062)]^{0,25} = 6,7 \text{ мм.}$$

7. Для выяснения действительного распределения расхода воды по стоякам и участкам определяем характеристику сопротивления и проводимость по формулам (III.29) и (III.31) и табл. III.13. Результат расчета представлен в табл. III.15.

Таблица III.15. Результаты расчета к примеру № 11

№ участка	$d_у$, мм	$S \cdot 10^4$, Па (кг/ч)^2	σ, λ (ч·Па^{0,5})	№ участка	$d_у$, мм	$S \cdot 10^4$, Па (кг/ч)^2	σ, кг/(ч·Па^{0,5})
1	50	0,82	110,4	8	25	13,06	27,7
2	40	1,86	73,3	9	40	2,50	63,2
3	25	16,59	24,6	10	50	0,21	218,2
4	25	11,15	29,9	Ст.1	10	2394,15	2,0
5	20	65,58	12,3		15	757,54	2,6
6	20	48,42	14,4	Ст.2	Диафрагма	779,11	2,6
7	20	32,47	17,5	Ст.3	15	765,44	3,6

8. Характеристики сопротивления S, Па/(кг/ч)^2, и проводимость σ, кг/(ч·Па^{0,5}), узлов системы отопления рассчитываем по формулам (III.34) – (III.50):

а) до узла I:

$$S_I = (65,58 + 765,44 + 48,42) \cdot 10^{-4} = 879,44 \cdot 10^{-4},$$

$$\sigma_I = 1/\sqrt{879,44\ 10^{-4}} = 3,4;$$

б) в узле I:

$$\sigma_{I-I} = 3,4 + 2,6 = 6; \quad S_{I-I} = 277,78 \cdot 10^{-4};$$

в) до узла II:

$$S_{II} = (11,15 + 277,78 + 32,47) \cdot 10^{-4} = 321,4 \cdot 10^{-4};$$

$$\sigma_{II} = 1 / \sqrt{321,4 \cdot 10^{-4}} = 5,6;$$

г) в узле II:

$$\sigma_{I-II} = 5,6 + 2 = 7,6, \quad S_{II-II} = 1/7,6^2 = 173,13\ 10^{-4};$$

д) до узла III:

$$S_{III} = (16,59 + 173,13 + 13,06) \cdot 10^{-4} = 202,78 \cdot 10^{-4};$$

$$\sigma_{III} = 1 / \sqrt{202,78 \cdot 10^{-4}} = 7;$$

е) в узле III:

$$\sigma_{III-III} = 2 \cdot 7 = 14, \quad S_{III-III} = 1/14^2 = 51,02 \cdot 10^{-4};$$

ж) до узла IV:

$$S_{IV} = (1,86 + 51,02 + 2,5)\ 10^{-4} = 55,38 \cdot 10^{-4},$$

$$\sigma_{IV} = 1 / \sqrt{55,38 \cdot 10^{-4}} = 13,4;$$

з) в узле IV:

$$\sigma_{IV-IV} = 2 \cdot 13,4 = 26,8, \quad S_{IV-IV} = 1/26,8^2 = 13,92 \cdot 10^{-4};$$

и) системы отопления в целом:

$$S_{c.o} = (0,82 + 13,92 + 0,21) \cdot 10^{-4} = 14,95 \cdot 10^{-4};$$

9. Действительный расход воды определяем по формулам (III.51)–(III.56):

а) в системе отопления в целом:

$$G_{c.o} = \sqrt{7340/14,95 \cdot 10^{-4}} = 2210 \text{ кг/ч};$$

б) на участке 3:

$$G_{уч3} = 0,25 \cdot 2210 = 553 \text{ кг/ч};$$

в) в стояке 1:

$$G_{ст1} = 2 \cdot 553 / (2 + 5,6) = 146 \text{ кг/ч};$$

г) на участке 4:

$$G_{уч4} = 553 - 146 = 407 \text{ кг/ч};$$

д) в стояке 2:

$$G_{ст2} = 2,6 \cdot 407 / (2,6 + 3,4) = 176 \text{ кг/ч};$$

е) в стояке 3:

$$G_{ст3} = 407 - 176 = 231 \text{ кг/ч}.$$

10. Действительный перепад температуры теплоносителя по стоякам определяем по формуле (Ш.57):

$$\Delta t_{ст1} = \frac{3600 \cdot 4375 \cdot 1,02 \cdot 1,06}{4187 \cdot 146} = 27,9^{\circ}C;$$

$$\Delta t_{ст2} = \frac{3600 \cdot 4375 \cdot 1,02 \cdot 1,06}{4187 \cdot 176} = 23,1^{\circ}C;$$

$$\Delta t_{ст3} = \frac{3600 \cdot 5750 \cdot 1,02 \cdot 1,06}{4187 \cdot 231} = 23,1^{\circ}C.$$

Таким образом установлено, что действительное распределение воды при выбранном в ходе гидравлического расчета диаметре труб системы отопления приводит к практически допустимому отклонению $\Delta t_{ст}$ от расчетной величины $(t_г - t_0) = 25^{\circ}C$: в стояках 2 и 3 - 1,9°С, в стояке 1 - 2,9°С.

Задание для научно-исследовательской работы:

Для заданной системы отопления определить изменение расхода воды в стояке 3 при отключении:

а) магистралей нерасчетного фасада;

б) левой ветви на расчетном фасаде;

в) стояка 1;

г) одного отопительного прибора в стояке 3.

Глава IV

ВЕНТИЛЯЦИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

IV.1. Вытяжные зонты и зонты-козырьки

Вытяжные зонты и зонты-козырьки относятся к местным отсосам открытого типа, широко применяемым в вентиляции. При помощи местных отсосов обеспечивается улавливание вредностей у места их образования. При таком способе вентилирования помещений достигаются высокие технико-экономические показатели вентиляции при минимальных воздухообменах.

Вытяжным зонтом (рис. IV.1) называется местный отсос, имеющий форму усеченного конуса или пирамиды и располагающийся обычно над тепловым источником на некотором расстоянии от него. Угол раскрытия зонта принимается не более 60°, так как при большей величине наблюдается значительная неравномерность поля скоростей по всасывающему сечению зонта.

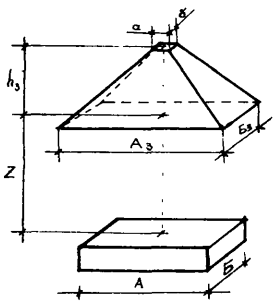


Рис. IV.1. Вытяжной зонт над конвективным источником теплоты

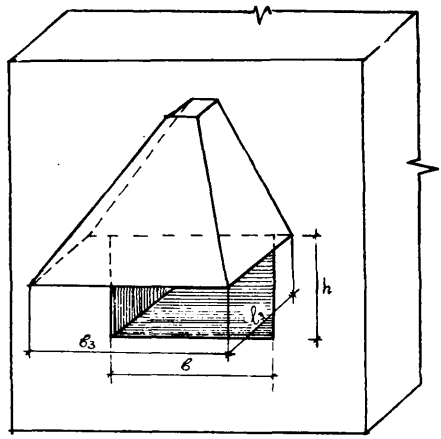


Рис. IV.2. Зонт-козырек у загрузочного отверстия электрической печи сопротивления

Вытяжные зонты-козырьки (рис. IV.2) устанавливают над рабочими отверстиями термических и кузнечных печей, сушил и другого подобного им оборудования для удаления выбивающихся из этого оборудования газов. Необходимо учитывать, что рабочее отверстие технологического оборудования, использующего электрическую энергию, находится под переменным давлением, в результате чего через нижнюю часть отверстия в оборудование входит воздух, а через верхнюю – наружу выходят горячие газы.

Задача № 12. Рассчитать зонт над конвективным источником теплоты (рис. IV.1).

Исходные данные (табл. IV.1): размер теплового источника в плане, м, А – длина и Б – ширина; температура поверхности источника теплоты $t_п$, °С; расстояние от верха источника теплоты до нижнего сечения зонта z, м; отношение площади сечения зонта к площади теплового источника в плане $F_з / F_и$; скорость воздуха в узком сечении зонта v, м/с. Температуру внутреннего воздуха принять $t_в = 20$°С для всех вариантов.

Таблица IV.1. Исходные данные для расчета зонта над конвективным источником тепла к задаче № 12

№ варианта	Размеры теплоисточника, м		Температура поверхности теплоисточника $t_п$, °С	Расстояние от верха теплоисточника до зонта z, м	Соотношение $F_з / F_и$	Скорость воздуха в усеченном сечении зонта v, м/с
	ширина Б	длина А				
1	2	3	4	5	6	7
1	0,50	0,50	60	1,80	1,20	6
2	0,50	0,75	70	1,85	1,25	7
3	0,50	1,00	80	1,95	1,30	8
4	0,50	1,25	90	1,95	1,35	9
5	0,50	1,50	100	2,00	1,40	10
6	0,75	0,75	110	2,05	1,45	6
7	0,75	1,00	120	2,10	1,50	7
8	0,75	1,25	130	2,15	1,20	8
9	0,75	1,50	140	2,20	1,25	9
10	0,75	1,75	150	2,25	1,30	10
11	1,00	1,00	160	2,30	1,35	6
12	1,00	1,25	170	2,35	1,40	7
13	1,00	1,30	180	2,40	1,45	8
14	1,00	1,75	190	2,45	1,50	9

Окончание табл. IV.1

1	2	3	4	5	6	7
15	1,00	2,00	200	2,50	1,20	10
16	0,50	1,50	200	2,00	1,25	6
17	0,75	1,50	190	2,05	1,30	7
18	1,00	1,50	180	2,10	1,35	8
19	1,25	1,50	170	2,15	1,40	9
20	1,50	1,50	160	2,20	1,45	10
21	0,75	1,75	150	2,25	1,50	6
22	1,00	1,75	140	2,30	1,20	7
23	1,25	1,75	130	2,35	1,25	8
24	1,50	1,75	120	2,40	1,30	9
25	1,75	1,75	110	2,45	1,35	10
26	1,00	2,00	100	2,50	1,40	6
27	1,25	2,00	90	2,55	1,45	7
28	1,50	2,00	80	2,60	1,50	8
29	1,75	2,00	70	2,65	1,20	9
30	2,00	2,00	60	2,70	1,25	10

Определить: объем удаляемого зонтом воздуха L, м^3/ч; размеры зонта: длину $А_з$, ширину $Б_з$, м, и высоту $h_з$, м; скорость воздуха в приемном сечении зонта $v_{сеч}$, м/с.

Порядок расчета. 1. Конвективная составляющая источника теплоты определяется по формуле

$$Q_к = \alpha_к F_ц \Delta t, \qquad (IV.1)$$

где $\alpha_к$ – коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м^2·°С), для горизонтальных поверхностей [3]:

$$\alpha_к = 1{,}86\sqrt[3]{\Delta t}; \qquad (IV.2)$$

$F_ц = А \times Б$ – площадь источника теплоты, м^2; $\Delta t = t_п - t_в$ – избыточная температура источника теплоты, °С.

Конвективная составляющая источника теплоты с учетом зависимости (IV.2) может быть определена по формуле

$$Q_к = 1{,}86\, АБ\sqrt[3]{\Delta t^4}, \qquad (IV.3)$$

2. Объем удаляемого зонтом воздуха рассчитывается по формуле [11]

$$L = 125\sqrt[3]{Q_к z F_ц^2}\, F_з / F_ц. \qquad (IV.4)$$

3. Размеры зонта равны:

длина зонта:

$$A_з = A\sqrt{F_з / F_и}; \qquad (IV.5)$$

ширина зонта:

$$Б_з = Б\sqrt{F_з / F_и}; \qquad (IV.6)$$

высота зонта при угле раскрытия 60°:

$$h_з = 0{,}87\,(A_з - в), \qquad (IV.7)$$

где $в$ – размер узкого сечения зонта, м, равный

$$в = \sqrt{L/(3600v)}. \qquad (IV.8)$$

Тогда высота зонта с учетом (IV.8) равна:

$$h_з = 0{,}87\left[A_з - \sqrt{L/(3600v)}\right]. \qquad (IV.9)$$

4. Скорость воздуха $v_{сеч}$, м/с, в приемном сечении зонта

$$v_{сеч} = L/(3600\,A_з Б_з). \qquad (IV.10)$$

Пример № 12. Рассчитать зонт над конвективным источником теплоты размером А = 1,25 м, Б = 0,75 м, с температурой поверхности $t_п$ = 130°С; расстояние от верха источника до сечения зонта Z = 2,15 м; отношение площади зонта к площади источника $F_з / F_и$ = = 1,2; температура внутреннего воздуха $t_в$ = 20°; скорость воздуха в узком сечении зонта v = 8 м/с.

Решение. 1. Конвективную составляющую источника теплоты определяем по формуле (IV.3):

$$Q = 1{,}86 \cdot 1{,}25 \cdot 0{,}75\sqrt[3]{(130-20)^4} = 919 \text{ Вт}.$$

2. Объем воздуха, удаляемого зонтом, находим по формуле (IV.4):

$$L = 125\sqrt[3]{919 \cdot 2{,}15\,(1{,}25 \cdot 0{,}75)^2 \cdot 1{,}2} = 1800 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

3. Размеры зонта равны [см. формулы (IV.5), (IV.6), (IV.9)]:

$$A_з = 1{,}25\sqrt{1{,}2} = 1{,}37 \text{ м}; \quad Б_з = 0{,}75\sqrt{1{,}2} = 0{,}82 \text{ м};$$

$$h_з = 0{,}87\left[1{,}37 - \sqrt{1800/(3600 \cdot 8)}\right] = 0{,}97 \text{ м}.$$

4. Скорость воздуха в приемном сечении зонта определяем по формуле (IV.10):

$$v_{сеч} = 1800/(3600 \cdot 1{,}37 \cdot 0{,}82) = 0{,}44 \text{ м/с}.$$

Задание для научно-исследовательской работы:

Построить и проанализировать для заданного варианта график зависимости расхода воздуха, удаляемого зонтом, от теплонапряженности (произведение площади источника на температуру его поверхности) источника, приняв $t_п$ = 100, 120, 140, 160, 180, 200°С.

Программа расчета на ЭВМ зонта дана в прил. V.

Задача № 13. Рассчитать зонт-козырек у рабочего отверстия электрической термической печи (рис. IV.2).

Исходные данные (табл. IV.2): размер рабочего отверстия, мм, ширина $в$ и высота h; температура, °С, воздуха рабочей зоны $t_в$ (для всех вариантов $t_в = 20°С$), в рабочем пространстве печи $t_о$ и смеси воздуха и выбивающихся газов, удаляемой зонтом-козырьком $t_{см}$.

Таблица IV.2. Исходные данные для расчета зонта-козырька к задаче № 13

№ варианта	Высота загрузочного отверстия h, мм	Ширина загрузочного отверстия, $в$, мм	Температура в печи $t_о$, °С	Температура смеси $t_{см}$, °С
1	400	600	500	80
2	450	700	550	80
3	500	800	600	80
4	550	900	650	80
5	600	950	700	80
6	650	950	750	150
7	700	1000	800	150
8	750	1000	850	150
9	800	1100	900	150
10	850	1100	950	150
11	800	1200	1000	300
12	400	700	1050	300
13	450	800	1100	300
14	500	900	1150	300
15	550	900	1200	300
16	600	1000	1250	300
17	650	1000	500	80
18	700	1100	550	80
19	750	1100	600	80
20	800	1200	650	80
21	850	1200	700	80
22	900	1300	750	150
23	1000	1400	800	150
24	500	800	850	150
25	600	900	900	150
26	700	1000	950	150
27	800	1100	1000	300
28	900	1200	1100	300
29	1000	1300	1200	300
30	1100	1400	1250	300

Определить: размеры зонта-козырька $l_з$, $в_з$, м, и объем воздуха, удаляемого им $L_{см}$, $м^3/ч$.

Порядок расчета. 1. Находим согласно [19] коэффициент $к$, определяющий часть рабочего отверстия, работающего на приток, по формуле

$$к = \sqrt[3]{T_0/T_в} \Big/ (1 + \sqrt[3]{T_0/T_в}), \qquad (IV.11)$$

где $T_0 = 273 + t_0$ и $T_в = 273 + t_в$ – абсолютная температура воздуха (газа), выбиваемого из печи и внутреннего, К.

2. Определяем высоту рабочего отверстия $h_в$, м, работающего на приток:

$$h_в = кh. \qquad (IV.12)$$

3. Находим среднее по высоте отверстия избыточное давление Δp, Па, заставляющее газы выбиваться из печи:

$$\Delta p = h_в(\rho_в - \rho_0)g/2, \qquad (IV.13)$$

где $\rho_в$, ρ_0 – плотность воздуха, соответствующая температурам $t_в$ и t_0, $кг/м^3$ (см. прил. I).

4. Рассчитываем скорость выбивания воздуха v_0, м/с, из рабочего отверстия по формуле

$$v_0 = \sqrt{2\Delta p/\rho_0} = 1{,}41\sqrt{\Delta p/\rho_0}. \qquad (IV.14)$$

5. Определим объемный расход воздуха L_0, $м^3/ч$, выбиваемого из рабочего отверстия:

$$L_0 = 3600 v_0 F_0 = 3600 v_0 h_в в. \qquad (IV.15)$$

6. Используя уравнение теплового баланса

$$0{,}278 L_{см}\rho_{см}t_{см}c_p = 0{,}278 L_0\rho_0 t_0 c_p + 0{,}278 L_в\rho_в t_в c_p$$

и заменяя отношение плотностей воздуха через отношение его абсолютных температур, находим расход смеси:

$$L_{см} = L_0(t_0 - t_в)T_{см}/[(t_{см} - t_в)T_0], \qquad (IV.16)$$

где $T_{см} = 273 + t_{см}$ – абсолютная температура воздушной смеси, К; $\rho_{см}$ – плотность воздуха, соответствующая температуре $t_{см}$, $кг/м^3$; c_p – удельная теплоемкость воздуха, c_p = 1 кДж/(кг·°С).

7. Рассчитаем площадь зонта-козырька $F_в$, $м^2$, задаваясь скоростью воздуха в его рабочем сечении $v_з$ = (1 – 6) м/с, но не менее v_0:

$$F_з = L_{см}/(3600 v_з). \qquad (IV.17)$$

8. Ширину зонта по конструктивным соображениям принимаем равной

$$в_з = (1{,}2 - 1{,}25)в. \qquad (IV.18)$$

9. Определяем вылет зонта-козырька:

$$l_з = F_з / в_з. \qquad (IV.19)$$

Пример № 13. Рассчитать зонт-козырек у рабочего отверстия размером $в = 0{,}63$ м, $h = 0{,}45$ м термической печи сопротивления. Температура воздуха в помещении $t_в = 20^{\circ}C$, в рабочем пространстве печи $t_о = 850^{\circ}C$ и смеси $t_{см} = 80^{\circ}C$.

Решение. Плотность воздуха при соответствующих температурах равна: $\rho_в = 1{,}2$ кг/м^3, $\rho_о = 0{,}31$ кг/м^3, $\rho_{см} = 1$ кг/м^3.

1. Определяем по формуле (IV.11) значение коэффициента

$$к = \sqrt[3]{1123/293} / (1 + \sqrt[3]{1123/293}) = 0{,}61.$$

2. Высота рабочего отверстия, работающего на приток, по (IV.12) равна:

$$h_в = 0{,}61 \cdot 0{,}45 = 0{,}274 \text{ м}.$$

3. Находим величину избыточного давления по формуле (IV.13):

$$\Delta p = 0{,}274 (1{,}2 - 0{,}31) 9{,}81/2 = 1{,}2 \text{ Па}.$$

4. Скорость выхода газов из печи согласно (IV.14):

$$v_о = 1{,}41 \sqrt{1{,}2/0{,}31} = 2{,}77 \text{ м/с}.$$

5. Объемный расход выбивающихся газов из печи по (IV.15):

$$L_о = 3600 \cdot 2{,}77 \cdot 0{,}274 \cdot 0{,}63 = 1728 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

6. Объемный расход смеси воздуха и газов определяем по формуле (IV.16):

$$L_{см} = 1728 (850 - 20)\ 353/[(80 - 20)\ 1123] = 7514 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

7. Рассчитываем площадь рабочего сечения зонта-козырька, принимая $v_з = 3$ м/с по формуле (IV.17):

$$F_з = 7514/(3600 \cdot 3) = 0{,}69 \text{ м}^2.$$

8. Ширина зонта-козырька согласно (IV.18) равна:

$$в_з = 1{,}2 \cdot 0{,}63 = 0{,}75 \text{ м}.$$

9. Вылет зонта-козырька согласно (IV.19) равен:

$$l_з = 0{,}69/0{,}75 = 0{,}92 \text{ м}.$$

Задание для научно-исследовательской работы:

Проанализировать зависимость расхода воздуха, выбиваемого из печи, от температуры газов в печи, принимая $t_о = 900$, 1000, 1100, 1200, 1300$^{\circ}C$.

Программа расчета на ЭВМ зонта-козырька дана в прил. VI.

IV.2. Бортовые отсосы

Бортовой отсос – это местный щелевой отсос, занимающий промежуточное положение между отсосами "открытого" и "закрытого" типа. Воздухоприемная щель бортового отсоса располагается вдоль фронта вредных выделений в вертикальной (простые отсосы) или в горизонтальной (опрокинутые отсосы) плоскости. В некоторых случаях для более эффективного улавливания вредных выделений бортовой отсос снабжается поддувом воздуха (отсос с передувкой). Для уменьшения количества удаляемого через бортовой отсос воздуха поверхность испарения может быть укрыта пеной или различными плавающими телами, например пластмассовыми шариками диаметром 10-12 мм.

В настоящее время для нормализированных гальванических и травильных ванн применяются специальные опрокинутые одно- и двубортовые отсосы без и с передувкой воздуха.

Задача № 14. Рассчитать двубортовой без передувки отсос от промышленной гальванической ванны.

Исходные данные (табл. IV.3): размер ванны; температура раствора $t_р$, °С; технологический процесс и условия его проведения. Температура внутреннего воздуха помещения для всех вариантов $t_в$ = 20°С.

Определить количество удаляемого через бортовой отсос воздуха L, м^3/ч, и скорость воздуха в живом сечении отсоса v, м/с.

Порядок расчета. 1. Количество воздуха L, м^3/ч, отсасываемого через двубортовой отсос от нормализированной гальванической ванны, определяем по формуле [11]:

Таблица IV.3. Исходные данные для расчета бортовых отсосов к задачам № 14, 15

№ варианта	Технологический процесс	Размер ванны (ширина, длина, мм)	Температура раствора $t_р$, °С	Условия проведения технологического процесса
1	2	3	4	5
	Процессы в растворах хромовой кислоты			
1	Пассивирование стали	1000 х 1500	60	С воздушным перемешиванием без укрытия поверхности испарения
2	Травление стали	1000 х 2200	70	

Продолжение табл. IV.3

1	2	3	4	5
3	Снятие оксидной пленки	1200 x 1100	80	С воздушным перемешиванием без укрытия поверхности испарения
4	Анодирование алюминия	1000 x 1500	60	"
5	Анодирование магниевых сплавов	1000 x 2200	70	"
	Процессы в растворах щелочи			
6	Нейтрализация	1200 x 2200	70	С воздушным перемешиванием и укрытием поверхности испарения шариками
7	Химическое обезжиривание стали	1200 x 1500	75	"
8	Оксидирование стали	1200 x 1100	80	"
9	Травление алюминия	1200 x 1500	90	"
10	Травление магния	1200 x 2200	60	"
	Процессы в цианистых растворах			
11	Цинкование	1000 x 1500	50	С воздушным перемешиванием и укрытием поверхности испарения пеной
12	Меднение	1000 x 2200	60	"
13	Латунирование	1200 x 1100	70	"
14	Декапирование	1200 x 1500	80	"
15	Амальгамирование	1200 x 2200	90	"
16	Кадмирование	1000 x 2200	90	Без воздушного перемешивания и укрытия поверхности испарения

Окончание табл. IV.3

1	2	3	4	5
17	Серебрение	1200 x 1100	80	Без воздушного перемешивания и укрытия поверхности испарения
18	Золочение	1200 x 1500	70	"
19	Электродекапирование	1200 x 2200	60	"
20	Декапирование	1000 x 2200	50	"
21	Латунирование	1000 x 2200	50	Без воздушного перемешивания, но с укрытием поверхности испарения шариками
22	Цинкование	1200 x 1100	70	"
23	Амальгамирование	1200 x 1500	60	"
24	Меднение	1200 x 2200	80	"
25	Кадмирование	1500 x 2200	60	"
26	Серебрение	1200 x 2200	50	Без воздушного перемешивания, но с укрытием поверхности испарения пеной
27	Золочение	1200 x 2200	50	"
28	Электродекапирование	1000 x 1500	90	"
29	Цинкование	1200 x 2200	90	"
30	Промывка в горячей воде	1200 x 2200	90	"

$$L = L_0 K_{\Delta t} K_T K_1 K_2 K_3. \qquad (IV.20)$$

Здесь L_0 – количество удаляемого воздуха, $м^3/ч$, при значении поправочных коэффициентов $K_{\Delta t}$, K_T, K_1, K_2 и K_3, равных единице (табл. IV.4); $K_{\Delta t}$ – коэффициент, учитывающий разность тем-

пературы раствора (см. табл. IV.3) и воздуха помещения $t_в$, определяемый по табл. IV.5; $K_т$ - коэффициент, учитывающий токсичность и интенсивность выделения вредных веществ (табл. IV.6); K_1, K_2, K_3 - коэффициенты, учитывающие соответственно наличие воздушного перемешивания в ванне, укрытие поверхности испарения плавающими телами, укрытие поверхности испарения пеной (для двубортовых отсосов без передувки $K_1 = 1,2$, $K_2 = 0,75$, $K_3 = 0,5$).

Таблица IV.4. Расходы воздуха удаляемого L_o, м^3/ч, и подаваемого $L'_п$, м^3/ч, для нормализированных ванн, оборудованных двубортовыми отсосами

Размер ванны в плане (ширина, длина), мм	L_o, м^3/ч для отсоса		$L'_п$, м^3/ч
	без передувки	с передувкой	
1000 x 1500	1450	1090	90
1000 x 2200	2180	1600	130
1200 x 1100	1320	1080	80
1200 x 1500	1860	1475	105
1200 x 2200	2760	2155	155

Таблица IV.5. Коэффициент $K_{\Delta t}$ учета разности температур раствора и воздуха помещения

Разность температур раствора и воздуха в помещении, Δt, °С	Коэффициент $K_{\Delta t}$ для отсоса	
	без передувки	с передувкой
1	2	3
0	1,00	1,00
5	1,03	1,015
10	1,16	1,030
15	1,24	1,045
20	1,31	1,060
25	1,39	1,075
30	1,47	1,090
35	1,55	1,105
40	1,63	1,120
45	1,71	1,135
50	1,79	1,150
55	1,86	1,165

Окончание табл. IV.5

1	2	3
60	1,94	1,180
65	2,02	1,195
70	2,10	1,210
75	2,18	1,225
80	2,26	1,240

Таблица IV.6. Коэффициент $K_т$ учета токсичности вредных веществ

Технологический процесс гальванопокрытий	$K_т$
Промывка в горячей воде	0,5
Обработка металлов (кроме алюминия и магния) в растворах щелочи (химическое обезжиривание, нейтрализация), химическая обработка стали в растворах хромовой кислоты (пассивация, травление, снятие оксидной пленки и т.д.)	1,0
Анодирование алюминия и магниевых сплавов в растворах, содержащих хромовую кислоту; оксидирование стали, травление алюминия, магния в растворах щелочи	1,25
Цинкование, меднение, латунирование, декапирование и амальгамирование в цианистых растворах	1,6
Кадмирование, серебрение, золочение и электродекапирование в цианистых растворах	2,0

2. Скорость воздуха в сечении бортового отсоса v, м/с, определяется по формуле

$$v = L/(3600 \cdot 2 в_{щ} l), \qquad (IV.21)$$

где $в_{щ}$ – ширина щели отсоса, для всех вариантов $в_{щ}$ = 0,05 м, l – длина ванны, мм (см. табл. IV. 3).

Пример № 14. Определить расход удаляемого воздуха и скорость воздуха в сечении двубортового отсоса для промышленной ванны размером 1200х1500 мм, в которой идет процесс декапирования в цианистом растворе с воздушным перемешиванием и укрытием поверхности испарения пеной. Температура внутреннего воздуха $t_в$ = 20°С, раствора $t_р$ = 80°С.

Решение. 1. Избыточная температура раствора равна $\Delta t = t_р - t_в = 60^{\circ}C$ и, следовательно, согласно табл. IV.5 $K_{\Delta t} = 1{,}94$.

2. По условию примера поправочные коэффициенты принимаются равными $K_т = 1{,}6$ (см. табл. IV.6); $K_1 = 1{,}2$, $K_2 = 1$, $K_3 = 0{,}5$ (см. п. 1 "Порядка расчета").

3. Согласно табл. IV.4 $L_0 = 1860$ м^3/ч.

4. По формуле (IV.20) определяем расход отсасываемого через двубортовой отсос воздуха:

$$L = 1860 \cdot 1{,}94 \cdot 1{,}6 \cdot 1{,}2 \cdot 1 \cdot 0{,}5 = 3464 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

5. По формуле (IV.21) находим скорость воздуха в сечении отсоса:

$$v = 3464/(2 \cdot 3600 \cdot 0{,}05 \cdot 1{,}5) = 6{,}4 \text{ м/с}.$$

Задача № 15. Рассчитать двубортовой отсос с передувом воздуха от промышленной гальванической ванны.

Исходные данные: см. условие задачи № 14.

Определить расход удаляемого воздуха, расход воздуха на поддув, скорость воздуха в сечении отсоса.

Решение. 1. Расход воздуха L, м^3/ч, отсасываемого двубортовым отсосом с передувом воздуха от нормализированной гальванической ванны, определяем по формуле [11]

$$L = 0{,}7 L_0 K_{\Delta t}, \qquad (IV.22)$$

где L_0 – расход удаляемого воздуха, м^3/ч, при значении коэффициента $K_{\Delta t} = 1$ (см. табл. IV.4); $K_{\Delta t}$ – коэффициент, учитывающий разность температуры раствора $t_р$ и воздуха помещения $t_в$ для отсоса с передувом (см. табл. IV.5).

2. Расход воздуха, идущего на поддув, определяем по формуле [11]

$$L_п = L'_п K_{\Delta t}, \qquad (IV.23)$$

где $L'_п$ – расход воздуха, идущего на поддув при значении коэффициента $K_{\Delta t} = 1$ (см. табл. IV.5).

3. Скорость воздуха в сечении отсоса v, м/с, находим по формуле (IV.21).

Пример № 15. Рассчитать бортовой отсос с передувом для условий примера № 14.

1. Для перепада температур $\Delta t = 80-20 = 60^{\circ}C$ по табл. IV.5 определяем коэффициент $K_{\Delta t} = 1{,}18$.

2. По формуле (IV.22) с учетом табл. IV.4 находим расход удаляемого воздуха:

$$L = 0{,}7 \cdot 1475 \cdot 1{,}18 = 1218 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

По формуле (IV.23) с учетом табл. IV.4 определяем расход воздуха, идущего на поддув:

$$L_п = 105 \cdot 1,18 = 124 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

3. По формуле (IV.21) определяем скорость воздуха в сечении отсоса:

$$v = 1218/(2 \cdot 3600 \cdot 0,05 \cdot 1,5) = 2,25 \text{ м/с}.$$

Задание для научно-исследовательской работы:

Показать для заданного варианта изменение расхода удаляемого бортовыми отсосами воздуха при укрытии поверхности испарения плавающими телами, пеной и применении передувки воздуха при постоянстве других поправочных коэффициентов в формулах (IV.20) и (IV.22).

IV.3. Воздушные души

Воздушный душ является местной приточной вентиляцией, которая устраняет на ограниченной площади помещения отклонения от требуемого нормативного состояния воздушной среды. В настоящее время воздушное душирование применяется на постоянных рабочих местах в следующих случаях: при тепловом облучении интенсивностью 350 Вт/м^2 и более; при производственных процессах, сопровождающихся вредными выделениями и при невозможности устройства эффективной местной вентиляции и укрытий; в кабинах крановщиков, когда окружающий их воздух содержит избытки явной теплоты или вредные вещества с концентрацией выше предельно допустимой.

Расчет воздушного душирования имеет прямую и обратную задачи. Прямая задача – определение площади душирующего патрубка и расхода через него воздуха из условия обеспечения требуемых параметров воздуха на постоянных рабочих местах. Обратная задача (как правило, холодный и переходный периоды года) – определение параметров воздуха, обычно только его температуры, на выходе из установленного душирующего патрубка.

При воздушном душировании допустимые нормы сочетания температуры $t_{норм}$ и скорости движения воздуха $v_{норм}$ можно принимать по табл. 1.7 [23], а концентрации вредных веществ – [1].

Основное применение при воздушном душировании получили воздухораспределители ПГД, ПДв, ПДн (табл. IV.7, рис. IV.3).

Методика расчета воздушного душирования изложена в учебном пособии [23].

Задача № 16. Рассчитать для теплого периода года воздушный душ для борьбы с воздействием лучистой теплоты на человека.

Исходные данные (табл. IV.8): расчетные температура

Таблица IV.7. Характеристика воздухораспределителей для воздушного душирования

Тип воздухораспределителя	Расчетная площадь F_0, м^2	Коэффициенты при угле выпуска струи α	
		m	n
ППД-5	0,10	6,3 (при любом α)	4,5 (при любом α)
ППД-6	0,16	"	"
ППД-8	0,26	"	"
ПДв-3	0,14	5,2 (при $\alpha = 30^\circ$)	4,5 (при $\alpha = 30^\circ$)
ПДв-4	0,23	5,1 (при $\alpha = 45^\circ$)	3,4 (при $\alpha = 45^\circ$)
ПДв-5	0,36	4,5 (при $\alpha = 60^\circ$)	3,1 (при $\alpha = 60^\circ$)
ПДн-3	0,14	4,5 (при $\alpha = 0$)	3,1 (при $\alpha = 0$)
ПДн-4	0,23	4,5 (при $\alpha = 20^\circ$)	3,1 (при $\alpha = 20^\circ$)
ПДн-5	0,36	4,1 (при $\alpha = -20^\circ$)	2,8 (при $\alpha = -20^\circ$)

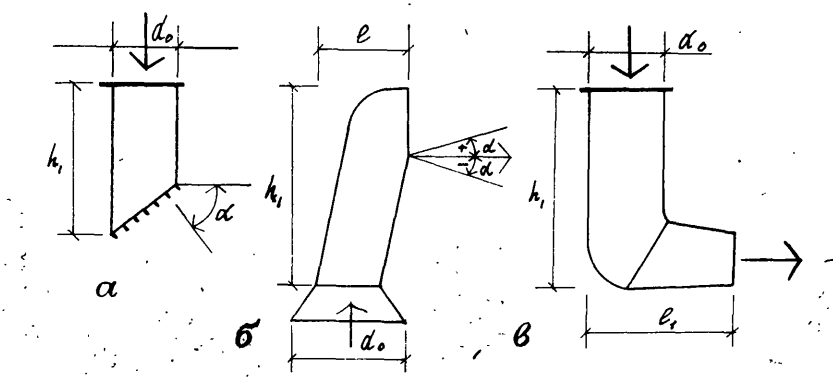


Рис. IV.3. Воздухораспределители для воздушного душирования: а – ПДв; б – ПДн; в – ППД

$t_н^A$, °С, и удельная энтальпия $J_н$, кДж/кг, наружного воздуха по параметру А; температура воздуха в рабочей зоне $t_{р.з}$, °С; нормируемые на рабочем месте температура $t_{норм}$, °С, и скорость $v_{норм}$, м/с, воздуха; расстояние от рабочего места до душирующего насадка x, м; рекомендуемый тип душирующего насадка.

Определить площадь душирующего насадка F_0, м^2, темпе-

Таблица IV.8. Исходные данные для расчета воздушного душирования к задачам № 16, 17

№ варианта	Расчетные параметры наружного воздуха		Температура воздуха, °С				Нормируемая подвижность воздуха $v_{норм}$, м/с	Расстояние от приточного насадка до рабочего места x, м	Рекомендуемый тип приточного насадка
			в рабочей зоне		нормируемая				
	температура $t^{A}_{н}$, °С	удельная энтальпия $J_{н}$, кДж/кг	холодный период года	теплый период года	холодный период года	теплый период года			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	29,5	61,1	19	33,0	20	24	3,0	1,2	ППД
2	27,1	51,1	17	32,1	18	21	2,0	1,4	ПДв, α = 30°
3	23,9	51,9	15	28,9	17	24	3,0	1,6	ПДв, α = 45°
4	22,5	49,0	13	27,5	16	22	3,5	1,8	ПДв, α = 60°
5	22,5	49,8	19	27,5	20	24	2,0	2,0	ПДн, α = 0
6	27,3	55,3	17	32,5	18	18	3,0	1,1	ПДн, α = +20°
7	28,6	55,9	15	33,0	17	22	3,5	1,3	ПДн, α = -20°
8	24,2	52,3	13	29,2	16	20	3,0	1,5	ППД
9	21,2	51,1	19	26,2	20	25	3,5	1,7	ПДв, α = 30°
10	26,5	54,0	17	31,5	18	27	3,0	1,9	ПДв, α = 45°
11	22,2	49,8	15	27,2	17	19	3,5	1,2	ПДв, α = 60°
12	22,8	51,1	13	27,8	16	20	3,0	1,4	ПДн, α = 0
13	23,7	53,6	19	28,0	20	20	2,0	1,6	ПДн, α = 20°
14	20,9	50,7	17	25,9	18	22	3,5	1,8	ПДн, α = -20°
15	26,0	56,9	15	31,0	17	27	3,0	2,0	ППД
16	28,6	59,5	13	33,0	16	19	3,5	1,1	ПДв, α = 30°

Окончание табл. IV.8

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
17	24,3	52,8	19	29,3	20	24	2,0	1,3	ПДв, α = 45°
18	25,0	50,2	17	30,0	18	21	2,0	1,5	ПДв, α = 60°
19	20,6	48,1	15	25,6	17	21	3,0	1,7	ПДн, α = 0
20	22,1	53,2	13	27,1	16	22	3,5	1,9	ПДн, α = 20°
21	21,2	49,8	19	26,2	20	20	2,0	1,2	ПДн, α = -20°
22	22,3	48,4	17	27,3	18	21	2,0	1,4	ППД
23	25,0	59,0	15	28,0	17	21	3,0	1,6	ПДв, α = 30°
24	22,4	49,4	13	26,0	16	25	2,0	1,8	ПДв, α = 45°
25	21,8	50,2	19	26,8	20	20	2,0	2,0	ПДв, α = 60°
26	22,8	49,8	17	27,8	18	19	3,5	1,1	ПДн, α = 0
27	27,3	54,7	25	32,3	17	22	3,5	1,3	ПДн, α = 20°
28	25,4	53,6	13	30,4	16	20	3,5	1,5	ПДн, α = -20°
29	20,7	48,1	19	25,7	20	24	2,0	1,7	ППД
30	25,1	52,8	17	30,1	18	27	3,5	1,9	ПДв, α = 30

ратуру t_0, °С, скорость v_0, м/с, и расход воздуха L_0, $м^3$/ч, на выходе из душирующего насадка.

Порядок расчета. 1. Для заданного типа душирующего патрубка (табл. IV.8) определяем по табл. IV.7 коэффициенты m, n, характеризующие затухание соответственно скорости и температуры воздуха в струе.

2. По J - d -диаграмме находим температуру наружного воздуха после его адиабатного охлаждения $t_{охл}$, °С.

3. Рассчитываем площадь душирующего насадка, количество подаваемого воздуха, его температуру и скорость для следующих условий:

а) $t_{норм} \geq t_{охл}$ - применяем адиабатное охлаждение воздуха:

определяем расчетную площадь душирующего патрубка F_0', $м^2$, по формуле

$$F_0' = \left[\frac{t_{р.з} - t_{норм}}{(t_{р.з} - t_{охл})n}\right]^2; \qquad (IV.24)$$

принимаем к установке по табл. IV.7 ближайший больший размер патрубка F_0, $м^2$;

находим длину начального участка струи по скорости $x_{нv}$, м;

$$x_{нv} = m\sqrt{F_0}; \qquad (IV.25)$$

принимаем или рассчитываем скорость воздуха на выходе из душирующего патрубка v_0, м/с:

при $x \leq x_{нv}$ $\quad v_0 = v_{норм}$, (IV.26)

при $x > x_{нv}$ $\quad v_0 = v_{норм}\, x / x_{нv}$; (IV.27)

вычисляем расчетное количество воздуха на один душирующий патрубок L_0, $м^3$/ч, по формуле

$$L_0 = 3600\, v_0 F_0; \qquad (IV.28)$$

определяем длину начального участка струи по температуре $x_{нt}$, м:

$$x_{нt} = n\sqrt{F_0}; \qquad (IV.29)$$

принимаем или определяем температуру воздуха на выходе из душирующего патрубка t_0, °С:

при $x \leq x_{нt}$ $\quad t_0 = t_{норм}$, (IV.30)

при $x > x_{нt}$ $\quad t_0 = t_{р.з} - (t_{р.з} - t_{норм})x/x_{нt}$. (IV.31)

Если окажется, что $t_o < t_{охл}$, то необходимо изменить в допустимых пределах конструктивные или нормируемые условия.

б) $t_{норм} < t_{охл}$ – применяем политропное охлаждение воздуха:

определяем расчетную площадь душирующего патрубка F_o', м^2, по формуле

$$F_o' = (x/n)^2; \qquad (IV.32)$$

принимаем по табл. IV.7 ближайший бо́льший размер патрубка F_o, м^2.

порядок расчета скорости v_o, расхода воздуха L_o и его температуры t_o такой же, как и при адиабатном охлаждении воздуха [см. зависимости (IV.25)-(IV.31)].

Пример № 16. Рассчитать воздушный душ для теплого периода года при следующих условиях: температура воздуха в рабочей зоне $t_{р.з} = 29{,}2^oC$; температура и удельная энтальпия наружного воздуха $t_н^A = 24{,}2^oC$, $J_н = 52{,}3$ кДж/кг; нормируемые условия на рабочем месте $t_{норм} = 20^oC$, $v_{норм} = 3$ м/с; тип душирующего патрубка ППД, а его расстояние до рабочего места $x = 1{,}5$ м.

Решение. 1. По табл. IV.7 для патрубка ППД принимаем $m = 6{,}3$, $n = 4{,}5$.

2. По J - d -диаграмме для $t_н^A = 24{,}2^oC$ и $J_н = 52{,}3$ кДж/кг находим $t_{охл} = 18{,}6^oC$.

3. Принимаем адиабатное охлаждение воздуха, так как $t_{норм} > t_{охл}$, и ведем расчет в следующем порядке:

рассчитываем по формуле (IV.24) площадь душирующего патрубка:

$$F_o' = \left[\frac{(29{,}2-20)\ 1{,}5}{(29{,}2-18{,}6)\ 4{,}5}\right]^2 = 0{,}084 \text{ м}^2,$$

принимаем согласно табл. IV.7 $F_o = 0{,}1$ м^2;

длина начального участка струи по скорости согласно (IV.25) равна $X_{нv} = 6{,}3\sqrt{0{,}1} = 1{,}99$ м;

так как $X = 1{,}5 < X_{нv} = 1{,}99$, то согласно (IV.26) $v_o = v_{норм} = 3$ м/с;

определяем расход воздуха через душирующий патрубок по формуле (IV.28):

$$L_o = 3600 \cdot 3 \cdot 0{,}1 = 1080 \text{ м}^3/\text{ч};$$

длина начального участка по температуре согласно (IV.29) равна $x_{нt} = 4{,}5\sqrt{0{,}1} = 1{,}42$ м;

так как $x = 1{,}5 > x_{нt} = 1{,}42$, то согласно (IV.31)

$$t_o = 29{,}2 - (29{,}2 - 20)\ 1{,}5/1{,}42 = 19{,}5^oC.$$

Задача № 17. Рассчитать для холодного периода года воздушный душ для борьбы с воздействием лучистой теплоты на человека.

Тип душирующего патрубка, его размер и расход через него воздуха оставить такими же, как и для теплого периода года (пример № 16).

Исходные данные (табл. IV.8): температура воздуха в рабочей зоне $t_{р.з}$ и нормируемая $t_{норм}$ для холодного периода года.

Определить температуру воздуха t_0, °С, на выходе из душирующего патрубка.

Решение. Температура воздуха на выходе из душирующего патрубка t_0 определяется по формуле (IV.30), если $x \leq x_{нт}$, или по выражению (IV.31), если $x > x_{нт}$

Пример № 17. Рассчитать для холодного периода года воздушный душ для борьбы с воздействием лучистой теплоты на человека по данным примера № 16. Температура воздуха в рабочей зоне $t_{р.з}$ = = 13°С, а нормируемая на рабочем месте $t_{норм}$ = 16°С.

Так как x = 1,5 м > $x_{нт}$ = 1,42 м (см. пример № 16), то температуру воздуха на выходе из душирующего патрубка определяем по формуле (IV.31):

$$t_0 = 13 - (13 - 16)\,1{,}5 / 1{,}42 = 16{,}2^{\circ}С.$$

Программа расчета на ЭВМ воздушного душа дана в прил. VII.

Задания для научно-исследовательской работы:

1. Проанализировать изменение расходе воздуха через душирующий патрубок при изменении расстояния x в пределах 0,5; 0,75; 1; 1,25; 1,5 м.

2. Показать изменения температуры воздуха на выходе из душирующего патрубка при изменении расстояния x в пределах 0,5; 0,75; 1; 1,25; 1,5 м.

IV.4. Воздушные завесы

Воздушные завесы применяются как устройства, препятствующие проходу воздуха через ворота, двери и технологические проемы. Основное назначение воздушных завес – обеспечить в холодный период года во время открывания ворот и дверей температуру воздуха на постоянных рабочих местах и в вестибюле общественных зданий (температуру смеси $t_{см}$ наружного и внутреннего воздуха) не менее требуемой нормами (табл. IV.9).

Наибольшее распространение получили в производственных зданиях боковые завесы шиберующего типа периодического действия, а в общественных – боковые завесы смесительного типа постоянного действия. Температура воздуха, выходящего из завесы, принимается не выше 50°С для наружных дверей и 70°С для ворот, если нет на это ограничений со стороны технологического режима. Скорость выхода воздуха из щелей завесы ограничивается 5 м/с – для наруж-

Таблица IV.9. Температура смеси наружного и внутреннего воздуха $t_{см}$ в производственных и общественных зданиях [6]

Тип здания и категории работ	$t_{см}$, °С
Производственное	
категория работ	
легкая I	14
средней тяжести IIа, IIб	12
тяжелая	8
Общественное, вестибюль	12

ных дверей в общественных зданиях, 8 м/с – для наружных дверей производственных зданий и 25 м/с – для ворот.

Воздушные завесы рассчитывают на параметры наружного воздуха Б и, как правило, без учета ветрового давления. Основными данными, характеризующими работу завесы и определяющими ее технико-экономические показатели, являются относительный расход воздуха завесы и относительная площадь завесы.

Относительный расход воздуха завесы $\bar{q}$ представляет собой отношение расхода воздуха завесы $G_з$, кг/ч, к расходу воздуха, проходящего через проем $G_{пр}$, кг/ч, т.е.

$$\bar{q} = G_з / G_{пр}. \qquad (IV.33)$$

Относительная площадь завесы $\bar{F}$ определяется как отношение площади проема $F_{пр} = BH$ (где B – ширина проема, м; H – высота проема, м) к суммарной площади щелей воздухораспределителей $F_щ$:

$$\bar{F} = F_{пр} / F_щ = BH / F_щ. \qquad (IV.34)$$

Задача № 18. Рассчитать для ворот производственного здания завесу шиберующего типа с боковой подачей воздуха.

Исходные данные (табл. IV.10): тип и размер B×H проема; относительный расход воздуха завесы $\bar{q}$; относительная площадь завесы $\bar{F}$; расстояние от середины ворот до нейтральной зоны h, м, температура °С наружного $t_н$ и внутреннего $t_в$ воздуха; время работы завесы τ, мин. Район строительства и характеристика категории работ заданы табл. I.1 и I.3.

Определить: расход и температуру воздуха, подаваемого завесой; тепловую мощность завесы, размер воздуховыпускных устройств и скорость выхода воздуха из них.

Порядок расчета. 1. Расход воздуха завесы $G_з$, кг/ч, определяется по формуле

$$G_з = 3600 H B \bar{q} \mu_{пр} \sqrt{2gh(\rho_н - \rho_в)\rho_{см}}, \qquad (IV.35)$$

Таблица IV.10. Исходные данные для расчета завесы шиберующего типа к задаче № 18

№ варианта	Тип проема	Температура наружного воздуха $t_н$, °С	Температура внутреннего воздуха $t_в$, °С	Размер ворот ВхН, м	Расстояние от середины ворот до нейтральной зоны h, м	Относительный расход воздуха $\bar{q}$	Относительная площадь проема $\bar{F}$	Время работы завесы τ, мин
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Раздвижной	-22	19	3x3	5	0,6	20	6
2	Распашной	-31	17	3x3,5	4	0,6	30	7
3	Раздвижной	-39	15	4x4,2	7	0,7	40	8
4	Распашной	-43	13	4,7x5,6	8	0,7	20	9
5	Раздвижной	-24	25	3x3	6	0,8	30	10
6	Распашной	-25	23	3x3,5	7	0,5	40	11
7	Раздвижной	-22	21	4x4,2	8	0,6	20	12
8	Распашной	-25	19	4,7x5,6	9	0,7	30	13
9	Раздвижной	-30	19	3x3	7	0,7	40	14
10	Распашной	-24	17	3x3,5	8	0,9	20	15
11	Раздвижной	-28	15	4x4,2	9	0,5	30	16
12	Распашной	-30	13	4,7x5,6	10	0,6	40	17
13	Раздвижной	-21	25	3x3	8	0,7	20	18
14	Распашной	-31	23	3x3,5	9	0,7	30	19
15	Раздвижной	-15	21	4x4,2	10	0,8	40	20
16	Распашной	-19	19	4,7x5,6	11	0,5	20	19
17	Раздвижной	-27	19	3x3	9	0,6	30	18
18	Распашной	-35	17	3x3,5	5	0,7	40	17
19	Раздвижной	-25	15	4x4,2	11	0,6	20	16
20	Распашной	-19	13	4,7x5,6	12	0,9	30	15
21	Раздвижной	-25	25	3x3	10	0,5	40	14
22	Распашной	-25	23	3x3,5	11	0,6	20	13
23	Раздвижной	-18	21	4x4,2	12	0,7	30	12

Окончание табл. IV.10

1	2	3	4	5	6	7	8	9
24	Распашной	-37	19	4,7x5,6	13	0,6	40	11
25	Раздвижной	-34	19	3x3	4	0,9	20	10
26	Распашной	-27	17	3x3,5	5	0,5	30	9
27	Раздвижной	-22	15	4x4,2	6	0,6	40	8
28	Распашной	-25	13	4,7x5,6	7	0,7	20	7
29	Раздвижной	-31	25	3x3	5	0,8	30	6
30	Распашной	-23	23	3x3,5	6	0,9	40	5

где $\mu_{пр}$ – коэффициент расхода проема, принимаемый по табл.IV.11; $\rho_н$, $\rho_в$, $\rho_{см}$ – плотность воздуха, соответствующая температуре наружного, внутреннего воздуха и воздуха смеси, кг/м^3; h – расстояние от середины ворот до нейтральной зоны (рис. IV.4).

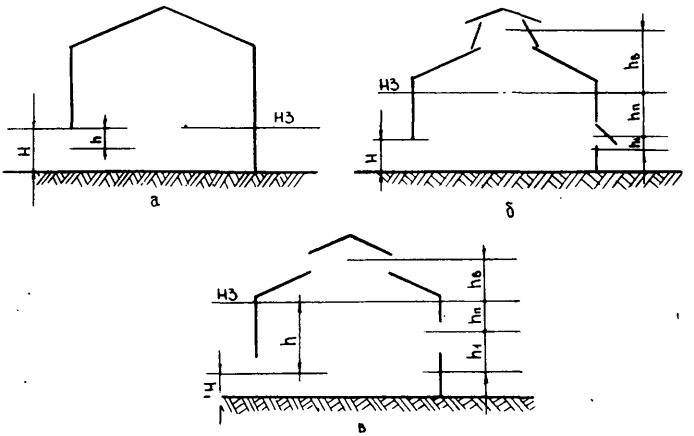


Рис. IV.4. Схемы к расчету воздушных завес: а – без аэрационных проемов; б – с закрытыми аэрационными проемами; в – с открытыми аэрационными проемами

2. Температура воздуха завесы $t_з$, °С, определенная на основании уравнения теплового баланса [18], равна:

$$t_з = [t_{см} - (1 - \bar{q}) t_н] / [\bar{q} (1 - Q)], \qquad (IV.36)$$

Таблица IV.11. Значение коэффициента расхода воздуха проема $\mu_{пр}$ для боковых завес шиберующего типа

Относительная площадь завесы $\bar{F}$	Значения $\mu_{пр}$ для раздвижного (верхняя строка) и распашного (нижняя строка) проема при относительном расходе $\bar{q}$				
	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
20	0,35 0,30	0,32 0,27	0,30 0,26	0,29 0,25	0,29 0,25
30	0,31 0,27	0,29 0,25	0,29 0,25	0,29 0,25	0,29 0,25
40	0,29 0,25	0,29 0,25	0,29 0,25	0,29 0,25	0,29 0,25

где $\bar{Q}$ – отношение количества теплоты, теряемой с воздухом, уходящим через открытый проем наружу, к тепловой мощности калориферов завесы, принимается по табл. IV.12.

Таблица IV.12. Отношение количества теплоты, теряемой с воздухом, уходящим через открытый проем наружу, к тепловой мощности калориферов боковой завесы $\bar{Q}$

Относительная площадь завесы $\bar{F}$	Значение $\bar{Q}$ при относительном расходе $\bar{q}$				
	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
20	0,03	0,05	0,12	0,20	0,25
30	0,07	0,11	0,19	0,27	0,33
40	0,11	0,17	0,25	0,31	0,41

3. Количество теплоты $Q_{доп}$, Вт, необходимой для компенсации дополнительных тепловых потерь помещением вследствие поступления воздуха через проем, оборудованный завесой, определяется зависимостью

$$Q_{доп} = 0{,}278\, c_p G_з (1/\bar{q} - 1)(t_в - t_н)\tau / 60, \quad (IV.37)$$

где c_p = 1 кДж/(кг·К) – удельная теплоемкость воздуха.

4. Тепловая мощность калориферов завесы $Q_з$, Вт, равна:

$$Q_з = 0{,}278\, c_p G_з (t_з - t_{см}). \quad (IV.38)$$

5. Ширина щели завесы $в_{щ}$, м, определяется по формуле

$$в_{щ} = F_{пр}/(2HF) = 0,5\,B/F \qquad (IV.39)$$

и скругляется до 5 мм.

6. Скорость воздуха в щели воздушной завесы $v_{щ}$, м/с, равна:

$$v_{щ} = G_{з}/(2 \cdot 3600\,H в'_{щ} \rho_{з}), \qquad (IV.40)$$

где $в'_{щ}$ – округленная до 5 мм ширина щели, вычисленная по формуле (IV.39); $\rho_{з}$ – плотность воздуха, соответствующая температуре завесы $t_{з}$, кг/м^3 (см. прил. I).

Пример № 18. Рассчитать двустороннюю боковую завесу для ворот распашного типа производственного здания в Воронеже с тяжелой категорией работ при следующих данных: размер ворот B = = 4,7 м, H = 5,6 м; $t_{н} = -25^{\circ}$C; $t_{в} = 19^{\circ}$C; $\bar{q} = 0,7$; $\bar{F} = 20$; $h = 9$ м; $\tau = 13$ мин.

Решение. Согласно табл. IV.9 $t_{см} = 8^{\circ}$C. Плотность воздуха принята: $\rho_{н} = 1,42$ кг/м^3; $\rho_{в} = 1,21$ кг/м^3; $\rho_{см} = 1,26$ кг/м^3.

По табл. IV.11 находим $\mu_{пр} = 0,26$, а по табл. IV.12 – $\bar{Q} = 0,12$.

1. Определяем по формуле (IV.35) расход воздуха завесы:

$$G_{з} = 3600 \cdot 4,7 \cdot 5,6 \cdot 0,7 \cdot 0,26 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 9 (1,42 - 1,21) \cdot 1,26} =$$

$$= 117876 \text{ кг/ч}.$$

2. Рассчитываем по формуле (IV.36) температуру воздуха завесы:

$$t_{з} = [8 - (1 - 0,7)(-25)] / [0,7 (1 - 0,12)] = 25,2^{\circ}\text{C},$$

плотность воздуха, соответствующая температуре 25,2°C, равна $\rho_{з} = 1,18$ кг/м^3.

3. Находим дополнительное количество теплоты по зависимости (IV.37):

$$Q_{д} = 0,278 \cdot 117876 (1/07 - 1) \cdot (19 + 25) \cdot 13/60 = 133887 \text{ Вт}.$$

4. Определяем тепловую мощность калориферов завесы по формуле (IV.38):

$$Q_{з} = 0,278 \cdot 117876 (25,2 - 8) = 563636 \text{ Вт}.$$

5. Рассчитываем ширину щели завесы по формуле (IV.39):

$$в_{щ} = 0,5 \cdot 4,7/20 = 0,118 \text{ м};$$

принимаем $в'_{щ} = 0,12$ м.

6. Находим по формуле (IV.40) скорость выхода воздуха из щелей завесы:

$v_щ$ = 117876/(7200·5,6·0,12·1,18) = 20,7 м/с.

Программа расчета на ЭВМ воздушной завесы шиберующего типа дана в прил. VIII.

Задание для научно-исследовательской работы:

Построить и проанализировать зависимость расхода воздуха, подаваемого завесой, при изменении параметров $\bar{q}$ в пределах 0,5 ... 1,0 и $\bar{F}$ в пределах 20 ... 40.

Задача № 19. Рассчитать для дверей общественного здания двустороннюю боковую завесу смесительного типа с забором воздуха из закрытого вестибюля.

Исходные данные (табл. IV.13): конструкция и площадь входных дверей $F_{вх}$, м^2; условная высота завесы $h_з$, м; высота раздаточной щели завесы $h_щ$, м; температура наружного воздуха $t_н$, °С и воздуха завесы $t_з$, °С; скорость выхода воздуха из стояков завесы $v_{вых}$, м/с; число стояков завесы n (для всех вариантов n = 2 шт.); число людей, проходящих в течение часа через дверь. Район строительства задан табл. I.1. Температура внутреннего воздуха для всех вариантов принята $t_в$ = 20°С.

Таблица IV.13. Исходные данные для расчета завесы смесительного типа к задаче № 19

№ варианта	Конструкция двери	Число проходящих людей за час	Площадь входной двери $F_{вх}$, м^2	Условная высота $h_з$, м	Высота щели завесы $h_щ$	Температура воздуха завесы $t_з$, °С	Скорость выхода воздуха $v_{вых}$, м/с
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Одинарные	100	3,0	30	1,7	50	8
2	Двойные	200	2,9	29	1,6	49	7
3	Тройные	300	2,8	28	1,5	48	6
4	Одинарные	400	2,7	27	1,5	47	5
5	Двойные	500	2,6	26	1,6	46	5
6	Тройные	600	2,5	25	1,7	45	6
7	Одинарные	700	2,4	24	1,7	44	7
8	Двойные	800	2,3	23	1,6	43	8
9	Тройные	900	2,2	22	1,5	42	8
10	Одинарные	1000	2,1	21	1,5	41	7
11	Двойные	1100	2,0	20	1,6	40	6
12	Тройные	1200	1,9	19	1,7	40	5
13	Одинарные	1300	1,8	18	1,7	41	5
14	Двойные	1400	1,7	17	1,6	42	6

Окончание табл. IV.13

1	2	3	4	5	6	7	8
15	Тройные	1500	1,7	16	1,5	43	7
16	Одинарные	1500	3,0	30	1,5	44	8
17	Двойные	1400	2,9	29	1,6	45	8
18	Тройные	1300	2,8	28	1,7	46	7
19	Одинарные	1200	2,7	27	1,7	47	6
20	Двойные	1100	2,6	26	1,6	48	5
21	Тройные	1000	2,5	25	1,5	49	5
22	Одинарные	900	2,4	24	1,5	50	6
23	Двойные	800	2,3	23	1,6	50	7
24	Тройные	700	2,2	22	1,7	49	8
25	Одинарные	600	2,1	21	1,7	48	8
26	Двойные	500	2,0	20	1,6	47	7
27	Тройные	400	1,9	19	1,5	46	6
28	Одинарные	300	1,8	18	1,5	45	5
29	Двойные	200	1,7	17	1,6	44	6
30	Тройные	100	1,7	16	1,7	43	7

Определить расход воздуха завесой, тепловую мощность калориферов завесы и ширину щели раздаточных коробов.

Порядок расчета. 1. Расход воздуха завесы $G_з$, кг/ч, определяется по формуле

$$G_з = 3600 к \mu_{вх} F_{вх} \sqrt{2gh_з(\rho_н - \rho_в)\rho_{см}}\ (t_в - t_н)/(t_з - t_в), \quad (IV.41)$$

где $к$ – поправочный коэффициент для учета числа проходящих людей, места забора воздуха для завесы и типа вестибюля (табл.IV.14); $\mu_{вх}$ – коэффициент расхода проема, зависящего от типа входа, и принимаемый [11]: одинарная дверь – 0,7, двойная – 0,55, тройная – 0,4; $\rho_н$, $\rho_в$, $\rho_{см}$ – плотность воздуха, соответствующая температуре наружного, внутреннего воздуха и воздуха смеси (см. табл. IV.13 и IV.9), определяемая по прил. 1.

Таблица IV.14. Поправочный коэффициент $к$ для завес смесительного типа

Число людей, проходящих через дверь	Конструкция двери		
	одинарная	двойная	тройная
1	2	3	4
100	0,05	0,03	0,02
200	0,09	0,07	0,05

Окончание табл. IV.14

1	2	3	4
300	0,14	0,11	0,07
400	0,18	0,14	0,10
500	0,22	0,17	0,12
600	0,23	0,19	0,15
700	0,27	0,23	0,18
800	0,32	0,27	0,23
900	0,35	0,31	0,25
1000	0,39	0,34	0,29
1100	0,43	0,37	0,32
1200	0,46	0,40	0,34
1300	0,49	0,43	0,37
1400	0,52	0,46	0,40
1500	0,55	0,49	0,42

2. Тепловая мощность калориферов завесы $Q_з$, Вт, равна:

$$Q_з = 0{,}278\, c_p G_з (t_з - t_в). \qquad (IV.42)$$

3. Ширина щели завесы $в_щ$, м, определяется по формуле

$$в_щ = G_з / (3600 \rho_з h_щ n v_{вых}). \qquad (IV.43)$$

Пример № 19. Рассчитать двустороннюю боковую завесу смесительного типа с забором воздуха из закрытого вестибюля для двойных дверей общественного здания, строящегося в Воронеже, с числом проходящих в течение часа 800 человек, при следующих данных: $t_н = -25^\circ C$; $t_в = 12^\circ C$; $t_з = 43^\circ C$; $F_{вх} = 2{,}3$ м^2; $h_з = 23$ м; $h_щ = 1{,}6$ м; $v_{вых} = 8$ м/с; $n = 2$.

Решение. Плотность воздуха принята $\rho_н = 1{,}42$ кг/м^3; $\rho_в = 1{,}2$ кг/м^3; $\rho_з = 1{,}12$ кг/м^3; $\rho_{см} = 1{,}24$ кг/м^3. Коэффициенты поправочный (согласно табл. IV.14) и расхода равны: $к = 0{,}27$, $\mu_{вх} = 0{,}55$.

1. Определяем по формуле (IV.14) расход воздуха завесы:

$$G_з = 2600 \cdot 0{,}27 \cdot 0{,}55 \cdot 2{,}3 \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 23 (1{,}42 - 1{,}2) 1{,}24} \times$$
$$\times (20+25)/(43-20) = 26692 \text{ кг/ч}.$$

2. Находим тепловую мощность калориферов завесы по формуле (IV.42):

$$Q_з = 0{,}278 \cdot 26692 (43-20) = 170667 \text{ Вт}.$$

3. Рассчитываем по формуле (IV.43) ширину щели:

$$в_{щ} = 26692/(3600 \cdot 1,12 \cdot 1,6 \cdot 2 \cdot 8) = 0,26 \text{ м}.$$

Программа расчета на ЭВМ воздушных завес приведена в прил. IX.

Задание для научно-исследовательской работы:

Проанализировать изменение расхода воздуха, подаваемого завесой, при изменении количества проходящих через дверной проем людей и при различной конструкции двери.

IV.5. Расчет воздухообмена помещений

Проблема обоснованного расчета воздухообмена помещений остается одной из важнейших задач вентиляционной техники. В настоящее время с ростом размеров вентиляционных систем, увеличением количества перемещаемого воздуха и удорожанием единицы его объема эффективность использования приточного воздуха становится еще более актуальной. Это не только важная, но и одна из самых трудных и до сих пор не решенных до конца проблем вентиляции.

Правильный расчет воздухообмена требует решения системы дифференциальных уравнений, описывающих тепломассообменные процессы в помещении. Однако пока еще не удалось составить замкнутую систему уравнений для достаточно общего случая ввиду отсутствия исчерпывающих данных по описанию турбулентного переноса теплоты и массы. Имеются только отдельные попытки решения этой задачи для частных случаев. Поэтому основными методами, на которых базируется определение воздухообмена, являются экспериментальные исследования и разработка идеализированных моделей, поддающихся аналитическому расчету.

В силу закона сохранения массы воздуха применительно к отдельному помещению при наличии в нем m приточных и n вытяжных проемов имеем

$$\sum_{i=1}^{m} G_{пi} - \sum_{j=1}^{n} G_{уj} = 0, \qquad \text{(IV.44)}$$

где $\Sigma G_{пi}$ – общее количество приточного воздуха, кг/ч; $\Sigma G_{уj}$ – общее количество удаляемого из помещения воздуха, кг/ч.

По закону сохранения тепловой энергии помещения и по закону сохранения массы вещества для каждого помещения могут быть составлены уравнения балансов теплоты (полной или явной), влаги и различных примесей:

баланс по полной теплоте:

$$\pm Q_{п} + 0,278 \sum_{i=1}^{m} G_{пi} J_{пi} - 0,278 \sum_{j=1}^{n} G_{уj} J_{уj} = 0; \qquad \text{(IV.45)}$$

баланс по явной теплоте:

$$\pm Q_я + 0{,}278 \sum_{i=1}^{m} c_p t_{пi} G_{пi} - 0{,}278 \sum_{j=1}^{n} c_p G_{уj} t_{уj} = 0; \qquad (IУ.46)$$

баланс по влаге:

$$M_{вл} + \sum_{i=1}^{m} G_{пi} d_{пi} 10^{-3} - \sum_{j=1}^{n} G_{уj} d_{уj} 10^{-3} = 0; \qquad (IУ.47)$$

баланс по какой-либо примеси в воздухе при неизотермических условиях:

$$M_{пр} + 10^{6} \sum_{i=1}^{m} G_{пi} c_{пi} / \rho_{пi} - 10^{6} \sum_{j=1}^{n} G_{уj} c_{уj} / \rho_{уj} = 0; \qquad (IУ.48)$$

баланс для какой-либо примеси в воздухе при изотермических условиях:

$$M_{пр} + 10^{6} \sum_{i=1}^{m} L_{пi} c_{пi} - 10^{6} \sum_{j=1}^{n} L_{уj} c_{уj} = 0, \qquad (IУ.49)$$

где $Q_п$, $Q_я$ – теплоизбытки или недостатки соответственно полной и явной теплоты, Вт; $G_п$, $G_у$ – массовый расход приточного и удаляемого воздуха, кг/ч; $J_п$, $J_у$ – удельное теплосодержание приточного и удаляемого воздуха, кДж/кг; $c_п$, $c_у$ – содержание примесей соответственно в приточном и удаляемом воздухе, г/м^3; $c_р$ – удельная теплоемкость воздуха, кДж(кг·К); $t_п$, $t_у$ – температура приточного и удаляемого воздуха, ^{o}С; $M_{вл}$ – общие влаговыделения в помещении, кг/ч; $d_п$, $d_у$ – влагосодержание приточного и удаляемого воздуха, г/кг; $M_{пр}$ – количество примесей, выделяющихся в воздух помещений, г/ч; $\rho_п$, $\rho_у$ – плотность приточного и удаляемого воздуха, кг/м^3; $L_п$, $L_у$ – объемный расход соответственно приточного и удаляемого воздуха, м^3/ч.

Определение производительности приточной $G_{п1}$ или вытяжной $G_{у1}$ общеобменной вентиляции при известных расходах воздуха через $m-1$ приточных и $n-1$ вытяжных отверстий, например, при известных расходах воздуха местной вентиляции, а также определение параметров приточного воздуха $t_{пi}$, $c_{пi}$, удаляемого воздуха $t_{уi}$, $c_{уi}$ или воздуха рабочей зоны $t_{р.з}$, $c_{р.з}$ ведется путем попарного решения уравнений (IV.44) и (IV.45); (IV.44) и (IV.46); (IV.44) и (IV.47); (IV.44) и (IV.48); (IV.44) и (IV.49).

Для помещений с одинаковыми параметрами воздуха во всех приточных системах (отверстиях) и одинаковыми параметрами воздуха во всех вытяжных системах (отверстиях) (это, как правило, общеобменная вентиляция общественных и жилых помещений) расчет воздухообмена может быть определен путем решения одного из уравнений (IV.45)–(IV.49), например, (IV.46):

$$G = 3{,}6\, Q_я / [c_p (t_у - t_п)]. \qquad (IV.50)$$

При совместном выделении в помещении тепла и влаги параметры приточного и уходящего воздуха удобно находить с помощью $J-d$-диаграммы и пользоваться уравнением (IV.45):

$$G = 3{,}6\, Q_п / (J_у - J_п). \qquad (IV.51)$$

Такой метод расчета общеобменной вентиляции называют графоаналитическим методом.

Расчет общеобменной вентиляции помещений промышленных зданий производится, как правило, после выбора схемы организации воздухообмена, определения производительности местной вытяжной и приточной вентиляции, выбора или расчета внутренней температуры воздуха, температуры воздуха, уходящего из помещения, температуры приточного воздуха и т.д.

Задача № 20. Рассчитать графоаналитическим методом воздухообмен помещения общественного здания для теплого периода года с подачей наружного необработанного воздуха.

Исходные данные (табл. IV.15): тепло - Q, Вт, и влагопоступления $M_{вл}$, кг/ч, в помещении; температура $t_н$, °С, и удельное теплосодержание $J_н$, кДж/кг, наружного воздуха по параметру А, температура внутреннего воздуха $t_в$, °С (температура уходящего из помещения воздуха такая же как и внутреннего воздуха).

Таблица IV.15. Исходные данные для расчета воздухообмена помещений графоаналитическим методом к задаче № 20

№ варианта	Теплопоступления в помещение Q, Вт	Влагопоступления в помещение $M_{вл}$, кг/ч	Параметры наружного (приточного) воздуха		Температура внутреннего воздуха $t_в$, °С
			температура $t_н$, °С	удельное теплосодержание $J_н$, кДж/кг	
1	2	3	4	5	6
1	45000	20	29,5	61,6	32,5
2	55000	20	27,1	51,1	30,1
3	65000	25	23,9	51,9	26,9
4	75000	25	22,5	49,0	25,5
5	85000	30	22,5	49,8	25,5
6	95000	35	27,3	55,3	30,3
7	105000	40	28,6	55,9	31,6

Окончание табл. IV.15

1	2	3	4	5	6
8	115000	40	24,2	52,3	27,2
9	125000	45	21,2	51,1	24,2
10	135000	50	26,5	54,0	29,5
11	145000	50	22,2	49,8	25,2
12	155000	55	22,8	51,1	25,8
13	165000	60	23,7	53,6	26,7
14	175000	65	20,9	50,7	23,9
15	185000	65	26,0	56,9	29,0
16	195000	70	28,6	59,5	31,6
17	205000	75	24,3	52,8	27,3
18	215000	75	25,0	50,2	28,0
19	225000	80	20,6	48,1	23,6
20	235000	85	22,1	53,2	25,1
21	245000	90	21,2	49,8	24,2
22	225000	80	22,3	49,4	25,3
23	205000	75	25,0	59,0	28,0
24	185000	65	22,4	49,4	25,4
25	165000	60	21,8	50,2	24,8
26	145000	50	22,8	49,8	25,8
27	125000	45	27,3	54,7	30,3
28	105000	35	25,4	53,6	28,4
29	85000	30	20,7	48,1	23,7
30	65000	25	25,1	52,8	28,1

Порядок расчета. 1. Определяем величину углового коэффициента ε, кДж/кг влаги, по формуле

$$\varepsilon = 3{,}6Q/M_{вл}. \qquad (IV.52)$$

2. Наносим на $J-d$-диаграмму точку П, соответствующую параметрам наружного (приточного) воздуха (рис. IV.5).

3. Проводим из точки П луч процесса ε до пересечения с изотермой $t_в$. Точка пересечения В соответствует параметрам внутреннего (уходящего из помещения) воздуха с удельным теплосодержанием $J_в = J_у$ кДж/кг.

4. Рассчитываем по формуле (IV.51) необходимый воздухообмен G, кг/ч.

5. Определяем объемный расход приточного воздуха L, м^3/ч:

$$L = G/\rho, \qquad (IV.53)$$

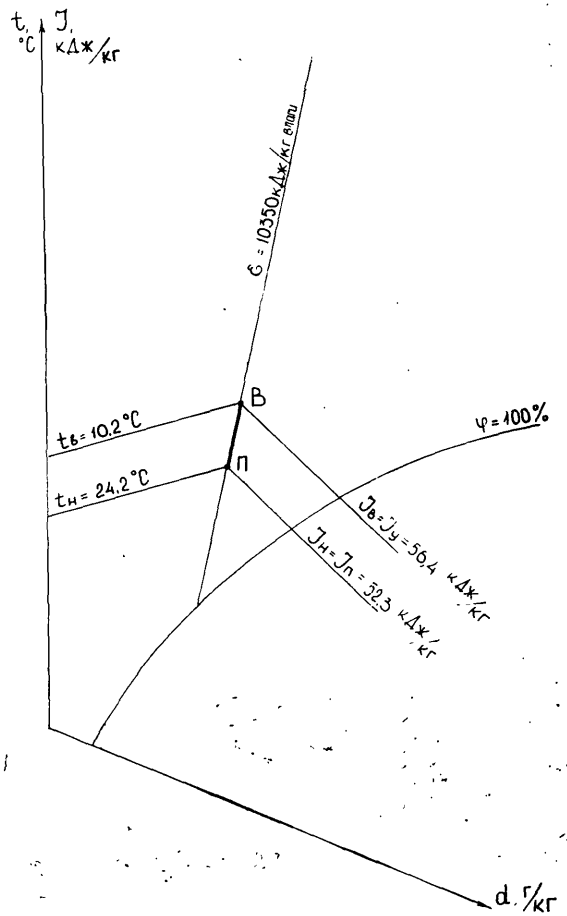


Рис. IV.5. Схема вентиляционного процесса общеобменной вентиляции на J – d -диаграмме

где ρ – плотность приточного воздуха, соответствующая температуре $t_н$, кг/м^3 (см. прил. I).

Пример № 20. Определить воздухообмен для помещения общественного здания при следующих исходных данных: Q = 115 000 Вт; $M_{вл}$ = 40 кг/ч; $t_н$ = 24,2°С; $J_н = J_п$ = 52,3 кДж/кг; $t_в$ = 27,2°С.

Решение. 1. **Угловой коэффициент**, определенный по формуле (IV.52), равен:

$$\varepsilon = 3{,}6 \cdot 115\,000/40 = 10\,350 \text{ кДж/кг влаги.}$$

2. Наносим на J – d -диаграмму точку П с параметрами $t_н$ = = 24,2°С; $J_н = J_п$ = 52,3 кДж/кг (см. рис. IV.5).

3. Из точки П проводим луч тепловлажностного процесса до пересечения с изотермой $t_в$.

4. Определяем по J – d -диаграмме удельное теплосодержание внутреннего воздуха, $J_в$ = 56,2 кДж/кг.

5. Массовый расход приточного воздуха, определенный по (IV.51) равен:

$$G = 3{,}6 \cdot 115\,000/(56{,}2 - 52{,}3) = 106\,154 \text{ кг/ч.}$$

6. Объемный расход приточного воздуха при $\rho_н$ = 1,188 кг/м^3 согласно (IV.53) равен:

$$L = 106\,154/1{,}118 = 89\,355 \text{ м}^3\text{/ч.}$$

Задача № 21. Рассчитать для холодного периода года путем совместного решения уравнений воздушного и теплового балансов воздухообмен производственного помещения с недостатками теплоты.

Исходные данные (табл. IV.16): недостатки теплоты в помещении $Q_н$, Вт; количество воздуха, м^3/ч, удаляемого из рабочей (местные отсосы) $L_{м.о}$ и верхней $L_{в.з}$ зон помещения, подаваемого местным притоком (воздушные души) $L_{м.п}$; температура воздуха, °С, рабочей зоны $t_з$ и местного притока $t_{м.п}$. Подача приточного воздуха общеобменной вентиляции предусматривается в верхнюю зону помещения компактными прямоточными струями.

Таблица IV.16. Исходные данные для расчета воздухообмена в помещении с недостатками теплоты в холодный период года к задаче № 21

№ варианта	Недостатки теплоты в помещении $Q_н$, Вт	Количество удаляемого и подаваемого воздуха, м^3/ч			Температура воздуха, °С	
		местными отсосами $L_{м.о}$	из верхней зоны $L_{в.з}$	местным притоком $L_{м.п}$	рабочей зоны $t_{р.з}$	местного притока $t_{м.п}$
1	2	3	4	5	6	7
1	20000	5000	1000	2000	19	20,0
2	25000	6000	1500	2250	17	18,0
3	30000	7000	2000	2500	15	17,5

Окончание табл. IV.16

1	2	3	4	5	6	7
4	35 000	8000	2500	2750	13	17,7
5	40 000	9000	3000	3000	19	20,7
6	45 000	10000	3500	3250	17	18,0
7	50 000	11000	4000	3500	15	17,0
8	55 000	12000	4500	3750	13	16,2
9	60000	13000	5000	4000	19	20,0
10	65 000	14000	5500	4250	17	18,5
11	70 000	15000	6000	4500	15	17,1
12	75 000	16000	6500	4750	13	16,0
13	80 000	17000	7000	5000	19	20,1
14	85 000	18000	7500	5250	17	18,7
15	90 000	19000	8000	5500	15	17,8
16	95 000	20000	8500	5750	13	16,0
17	100 000	21000	9000	6000	19	20,0
18	105 000	22000	9500	6250	17	18,3
19	110 000	23000	10 000	6500	15	17,3
20	115 000	24000	10 000	6750	13	16,8
21	120 000	25000	10 000	7000	19	20,0
22	110 000	20000	9000	6500	17	18,0
23	100 000	15000	8000	6000	15	17,0
24	90 000	10000	7000	5500	13	17,3
25	80 000	10000	6000	5000	19	20,1
26	70000	15000	5000	4500	17	18,0
27	60 000	10000	4000	4000	15	16,0
28	50 000	15000	3000	3500	13	16,0
29	40 000	10000	2000	3000	19	20,2
30	30 000	5000	1000	2500	17	18,1

Порядок расчета. Температура воздуха верхней зоны $t_{в.з}$, °С, определяется зависимостью [10]

$$t_{в.з} = t_{р.з} + 3. \qquad \text{(IV.5}$$

2. Находим плотность воздуха, кг/м^3, рабочей $\rho_{р.з}$ и верхней зон и местного притока $\rho_{м.п}$ (см. прил. I).

3. Составляем уравнение воздушного баланса для рассматриваемого случая:

$$L_{м.0}\rho_{р.з} + L_{в.з}\rho_{в.з} = G_{п} + L_{м.п}\rho_{м.п} \qquad \text{(IV.5}$$

или

$$G_{м.о} + G_{в.з} = G_{п} + G_{м.п} \qquad (IV.55')$$

где $G_{п}$ – количество приточного воздуха общеобменной вентиляции, подаваемого механическим путем, кг/ч.

В уравнениях (IV.55)–(IV.55′) неизвестной является величина $G_{п}$.

4. Составляем уравнение теплового баланса для рассматриваемого случая:

$$Q_{н} + 0{,}278\, c_{р} t_{р.з} G_{м.о} + 0{,}278\, c_{р} t_{в.з} G_{в.з} = 0{,}278 c_{р} t_{п} G_{п} + 0{,}278 c_{р} t_{мп} G_{мп}, \qquad (IV.56)$$

в котором неизвестной величиной является температура приточного воздуха $t_{п}$.

5. Совместное решение уравнений (IV.55′) и (IV.56) определяет температуру приточного воздуха:

$$t_{п} = \frac{3{,}6Q_{н} + t_{р.з} G_{м.о} + t_{в.з} G_{в.з} - t_{м.п} G_{м.п}}{G_{м.о} + G_{в.з} - G_{м.п}}. \qquad (IV.57)$$

6. Объемный расход приточного воздуха $L_{пр}$, м^3/ч, равен:

$$L_{п} = (G_{м.о} + G_{в.з} - G_{м.п})/\rho_{п} = G_{п}/\rho_{п}, \qquad (IV.58)$$

где $\rho_{п}$ – плотность воздуха при температуре $t_{п}$, кг/м^3 (прил. I).

Пример № 21. Рассчитать воздухообмен помещения при следующих данных: $Q_{н}$ = 55 000 Вт; $L_{м.о}$ = 12 000 м^3/ч; $L_{в.з}$ = = 4500 м^3/ч; $L_{м.п}$ = 3750 м^3/ч; $t_{р.з}$ = 13°С; $t_{м.п}$ = 18,2°С.

Определить объем воздуха, подаваемого механической приточной вентиляцией $L_{п}$, и его температуру $t_{п}$.

Решение. 1. Температура воздуха верхней зоны согласно (IV.54) равна:

$$t_{в.з} = 13 + 3°С = 16°С.$$

2. Плотность воздуха равна: $\rho_{р.з}$ = 1,235 кг/м^3; $\rho_{м.п}$ = = 1,21 кг/м^3; $\rho_{в.з}$ = 1,22 кг/м^3.

3. Составим по (IV.55) и (IV.55′) уравнение воздушного баланса:

$$12\,000 \cdot 1{,}235 + 4500 \cdot 1{,}22 = G_{п} + 3750 \cdot 1{,}21,$$

откуда $G_{п}$ = 15 772 кг/ч.

4. Температура приточного воздуха равна [см. (IV.57)]:

$$t_{п} = \frac{3{,}6 \cdot 55\,000 + 13 \cdot 14\,820 + 16 \cdot 5490 - 18{,}2 \cdot 4538}{15\,772} = 25{,}1°С,$$

а его плотность $\rho_{п}$ = 1,18 кг/м^3.

5. Объемный расход приточного воздуха равен [см. (IV.58)]:

$$L_{п} = 15\,772/1{,}18 = 13\,366 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Программа расчета воздухообмена на ЭВМ дана в прил. X.

Задача № 22. Рассчитать для холодного периода года путем совместного решения уравнений воздушного и теплового балансов естественный воздухообмен производственного помещения с избытками теплоты. Механическая вытяжная и приточная вентиляция сбалансированы.

Исходные данные (табл. IV.17): тепловые потери $Q_{п}$, Вт, и тепловые выделения $Q_{т.в}$, Вт, в помещении; количество воздуха, $м^3/ч$, удаляемого из рабочей зоны (местные отсосы) $L_{м.о}$, и подаваемого местным притоком (воздушные души) $L_{м.п}$; температура воздуха, °С: наружного по параметру А $t_{н}$, рабочей зоны $t_{р.з}$; местного притока $t_{м.п}$, общеобменной механической приточной вентиляции $t_{п}$; коэффициент воздухообмена K_{L}.

Таблица IV.17. Исходные данные для расчета воздухообмена помещений с избытками теплоты к задаче № 22

№ варианта	Теплопотери помещения $Q_{н}$, Вт	Тепловыделения в помещении $Q_{т.в}$, Вт	Количество удаляемого и подаваемого местной вентиляцией воздуха		Температура воздуха, °С				Коэффициент воздухообмена K_{L}
			вытяжного $L_{м.о}$	приточного $L_{м.п}$	рабочей зоны $t_{р.з}$	местного притока $t_{м.п}$	общеобменной вентиляции $t_{п}$	наружного $t_{н}^{А}$	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	20000	45000	5000	2000	25	20,0	16	-8	2,50
2	25000	55000	6000	2250	23	18,0	13	-21	2,22
3	30000	65000	7000	2500	21	17,5	10	-23	2,00
4	35000	75000	8000	2750	19	17,7	10	-30	1,82
5	40000	85000	9000	3000	25	20,7	21	-13	1,67
6	45000	95000	10000	3250	23	18,0	18	-10	2,50
7	50000	105000	11000	3500	21	17,0	18	-13	2,22
8	55000	115000	12000	3750	19	16,2	15	-14	2,00
9	60000	125000	13000	4000	25	20,0	14	-16	1,82
10	65000	135000	14000	4250	23	18,5	14	-9	1,67
11	70000	145000	15000	4500	21	17,1	11	-16	2,50
12	75000	155000	16000	4750	19	16,0	8	-18	2,22
13	80000	165000	17000	5000	25	20,1	22	-10	2,00
14	85000	175000	18000	5250	23	18,7	19	-19	1,82
15	90000	185000	19000	5500	21	17,8	16	-7	1,67
16	95000	185000	20000	5750	19	16,0	16	-5	2,50

Окончание табл. IV.17

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
17	100000	205000	21000	6000	25	20,0	15	-18	2,22
18	105000	215000	22000	6250	23	18,3	12	-22	2,00
19	110000	225000	23000	6500	21	17,3	12	-11	1,82
20	115000	235000	24000	6750	19	16,8	9	-7	1,67
21	120000	245000	25000	7000	25	20,0	20	-10	2,50
22	110000	225000	20000	6500	23	18,0	20	-14	2,22
23	100000	205000	15000	6000	21	17,0	17	-6	2,00
24	90000	185000	10000	5500	19	17,3	14	-23	1,82
25	80000	165000	10000	5000	25	20,1	16	-20	1,67
26	70000	145000	15000	4500	23	18,0	13	-16	2,50
27	60000	125000	10000	4000	21	16,0	10	-8	2,22
28	50000	105000	15000	3500	19	16,0	10	-16	2,00
29	40000	85000	10000	3000	25	20,2	21	-20	1,82
30	30000	65000	5000	2500	23	18,1	18	-11	1,67

Порядок расчета. 1. Температуру воздуха в верхней зоне помещения (уходящего через фонарь) определяем через коэффициент воздухообмена K_L по формуле

$$t_{в.з} = K_L t_{р.з} + t_п (1 - K_L). \qquad (IV.59)$$

2. Находим плотность воздуха, кг/м^3, наружного $\rho_н$, рабочей зоны $\rho_{р.з}$, местного притока $\rho_{м.п}$, общеобменной приточной вентиляции $\rho_п$, верхней зоны $\rho_{в.з}$ по прил. I.

3. Составляем уравнение воздушного баланса:

$$L_{м.0}\rho_{р.з} + G_у^{аэр} = L_{м.п}\rho_{м.п} + L_п\rho_п + G_п^{аэр} \qquad (IV.60)$$

или

$$G_{м.0} + G_у^{аэр} = G_{м.п} + G_п + G_п^{аэр}, \qquad (IV.60')$$

где $G_у^{аэр}, G_п^{аэр}$ – массовые расходы воздуха, уходящего из помещения и поступающего в помещение естественным путем, кг/ч; $L_п$, $G_п$ – расход воздуха общеобменной приточной вентиляции объемный, м^3/ч, и массовый, кг/ч.

В уравнениях (IV.60) и (IV.60′) неизвестными являются величины естественного воздухообмена $G^{аэр} = G_у^{аэр} = G_п^{аэр}$ и общеобменной механической вентиляции $L_п$, $G_п$.

4. Составляем уравнение теплового баланса для рассматриваемого случая:

$$0{,}278\, c_p t_{р.з} G_{м.о} + 0{,}278\, c_p t_{в.з} G_у^{аэр} = 0{,}278\, c_p t_{м.п} G_{м.п} +$$
$$+ 0{,}278\, c_p t_п G_п + 0{,}278 c_p t_н G_п^{аэр} + \Delta Q, \qquad (IV.61)$$

где $\Delta Q = Q_{т.в} - Q_н$ – избытки теплоты в помещении, Вт;

$$G_п = G_{м.о} - G_{м.п}.$$

5. Совместное решение уравнений (IV.60) и (IV.61) определит величину естественного воздухообмена:

$$G^{аэр} = \frac{3{,}6\Delta Q + G_{м.п}(t_{м.п} - t_п) + G_{м.о}(t_п - t_{р.з})}{t_{в.з} - t_н}. \qquad (IV.62)$$

6. Объемные расходы, м^3/ч, аэрационного воздуха равны: приточного $L_п^{аэр} = G^{аэр}/\rho_н$ и вытяжного $L_у^{аэр} = G^{аэр}/\rho_{в.з}$.

Если величина естественного воздухообмена, рассчитанного по формуле (IV.62), окажется небольшой, например, меньше величины однократного воздухообмена помещения, то отказываются от естественной вентиляции и определяют температуру приточного воздуха $t_п$ (см. задачу № 21).

Пример № 22. Рассчитать воздухообмен помещения при следующих данных: $Q_{т.в} = 115\,000$ Вт, $Q_н = 55\,000$ Вт, $L_{м.о} = 12\,000$ м^3/ч, $L_{м.п} = 3750$ м^3/ч, $t_н = -14°С$, $t_{р.з} = 19°С$, $t_{м.п} = 18{,}2°С$, $t_п = 15°С$, $K_L = 2$.

Определить величину воздухообмена аэрацией $G^{аэр}$.

Решение. 1. Температура уходящего из верхней зоны воздуха, определенная по формуле (IV.59), равна:

$$t_{в.з} = 2 \cdot 19 + 15(1-2) = 23°С.$$

2. Плотность воздуха равна (см. прил. I): $\rho_н = 1{,}364$ кг/м^3; $\rho_{в.з} = 1{,}21$ кг/м^3; $\rho_{м.п} = 1{,}21$ кг/м^3; $\rho_п = 1{,}23$ кг/м^3; $\rho_{в.з} = 1{,}19$ кг/м^3.

3. Уравнение воздушного баланса согласно (IV.60) и (IV.60′) имеет вид:

$$12\,000 \cdot 1{,}21 + G_у^{аэр} = 3750 \cdot 1{,}21 + G_п + G_п^{аэр},$$

но $G_п = G_{м.о} - G_{м.п} = 14\,520 - 4538 = 9982$ кг/ч, тогда $14\,520 + 9982 + G_п^{аэр} = 5438 + 9982 + G_у^{аэр}$.

4. Массовый расход аэрационного воздуха по (IV.62) равен:

$$G^{аэр} = \frac{3{,}6(115\,000 - 55\,000) + 4538(18{,}2 - 15) + 14520(15-19)}{23 + 14}$$

$$= 4660 \text{ кг/ч}.$$

5. Объемный расход аэрационного воздуха составляет:
$L_у^{аэр} = 4660/1{,}19 = 3916$ м^3/ч; $L_п^{аэр} = 4660/1{,}364 = 3327$ м^3/ч.

Программа расчета воздухообмена на ЭВМ дана в прил XI.

Задача № 23. Рассчитать для холодного периода года путем совместного решения уравнений воздушного и теплового балансов температуру и объем приточного воздуха общеобменной механической вентиляции для производственного здания с незначительными избытками теплоты. Вентиляция верхней зоны не предусматривается.

Исходные данные (табл. IV.18): тепловыделения $Q_{тв}$, Вт, и тепловые потери $Q_н$, Вт, в помещении; количество воздуха, $м^3/ч$, удаляемого через местные отсосы $L_{м.о}$ и подаваемого местной приточной вентиляцией (воздушными душами) $L_{м.п}$, а также температура воздуха, °С, рабочей зоны $t_{рз}$ и местного притока $t_{мп}$.

Таблица IV.18. Исходные данные для расчета воздухообмена теплоизбытками к задаче № 23

№ варианта	Теплопотери помещения $Q_н$, Вт	Тепловыделения помещений $Q_{тв}$	Количество удаляемого и подаваемого местной вентиляцией воздуха, $м^3/ч$		Температура воздуха, °С	
			вытяжной $L_{м.о}$	приточной $L_{м.п}$	рабочей зоны $t_{рз}$	местного притока $t_{мп}$
1	2	3	4	5	6	7
1	40000	45000	5000	2000	19	20,0
2	45000	55000	6000	2250	17	18,0
3	55000	65000	7000	2500	15	17,5
4	65000	75000	8000	2750	13	17,7
5	70000	85000	9000	3000	19	20,7
6	80000	95000	10000	3250	17	18,0
7	90000	105000	11000	3500	15	17,0
8	100000	115000	12000	3750	13	16,2
9	105000	125000	13000	4000	19	20,0
10	115000	135000	14000	4250	17	18,5
11	125000	145000	15000	4500	15	17,1
12	130000	155000	16000	4750	13	16,0
13	135000	165000	17000	5000	19	20,1
14	145000	175000	18000	5250	17	18,7
15	155000	185000	19000	5500	15	17,8
16	170000	185000	20000	5750	13	16,0
17	175000	205000	21000	6000	19	20,0
18	180000	215000	22000	6250	17	18,3
19	190000	225000	23000	6500	15	17,3
20	200000	235000	24000	6750	13	16,8

Окончание табл. IV.18

1	2	3	4	5	6	7
21	210000	245000	25000	7000	19	20,0
22	195000	225000	20000	6500	17	18,0
23	185000	205000	15000	6000	15	17,0
24	180000	185000	10000	5500	13	17,3
25	155000	165000	10000	5000	19	20,1
26	125000	145000	15000	4500	17	18,0
27	110000	125000	10000	4000	15	16,0
28	80000	105000	15000	3500	13	16,0
29	70000	85000	10000	3000	19	20,2
30	60000	65000	5000	2500	17	18,1

Порядок расчета. 1. Определим плотность воздуха, кг/м^3, рабочей зоны $\rho_{рз}$ и местного притока $\rho_{мп}$ (см. прил. I).

2. Составляем на основании (IV.44) уравнение воздушного баланса:

$$L_{мо}\rho_{рз} = L_{мп}\rho_{мп} + G_п \qquad (IV.63)$$

или

$$G_{мо} = G_{мп} + G_п, \qquad (IV.63')$$

где $G_п$ – массовый расход воздуха, подаваемого механической общеобменной вентиляцией, кг/ч, неизвестная величина.

3. Составляем уравнение теплового баланса помещения:

$$0{,}278c_p t_{рз} G_{мо} = 0{,}278 c_p t_{мп} G_{мп} + 0{,}278 c_p t_п G_п + \Delta Q, \qquad (IV.64)$$

где $\Delta Q = Q_{тв} - Q_н$ – избытки теплоты в помещении, Вт; $t_п$ – температура всэдуха общеобменного притока, °С, неизвестная величина.

4. Совместное решение уравнений (IV.63′) и (IV.64) определяет температуру приточного воздуха:

$$t_п = \frac{G_{мо} t_{рз} - G_{мп} t_{мп} - 3{,}6\,\Delta Q}{G_{мо} - G_{мп}}. \qquad (IV.65)$$

Минимальная температура $t_п$ определяется принятой схемой всздухораспределения и допустимым значением температуры воздуха рабочей зоны.

5. Объемный расход приточного воздуха равен:

$$L_п = G_п / \rho_п,$$

где $\rho_п$ – плотность воздуха, кг/м^3, принятая по температуре притока $t_п$ (прил. I).

Пример № 23. Рассчитать воздухообмен производственного помещения в холодный период года при следующих данных: $Q_{т.в}$ = = 11500 Вт; $Q_н$ = 95000 Вт; $L_{м.о}$ = 12000 м^3/ч; $L_{м.п}$ = = 3750 м^3/ч; $t_{р.з}$ = 19°С; $t_{м.п}$ = 18,2°С.

Решение. 1. Плотность воздуха равна: $\rho_{р.з}$ = 1,209 кг/м^3; $\rho_{м.п}$ = 1,21 кг/м^3.

2. Уравнение воздушного баланса по (IV.63) и (IV.63′) равно:

$$12000 \cdot 1{,}209 = 3750 \cdot 1{,}21 + G_п$$

или

$$14508 = 4538 + G_п.$$

3. Температура приточного воздуха определяется выражением (IV.64):

$$t_п = \frac{14508 - 4538 \cdot 18{,}2 - (115000 - 95000)3{,}6}{14508 - 4538} = 12{,}1°С,$$

а его плотность $\rho_п$ = 1,24 кг/м^3.

4. Объем приточного воздуха равен:

$$L_п = 9970/1{,}24 = 8040 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Программа расчета воздухообмена на ЭВМ дана в прил. XII.

Задача № 24. Рассчитать для теплого периода года путем совместного решения уравнений теплового и воздушного балансов естественный воздухообмен производственного помещения с избытками теплоты. Весь приточный воздух, кроме воздушного душирования, подается в помещение через аэрационные проемы.

Исходные данные (табл. IV.19): тепловые выделения $Q_{т.в}$, Вт, в помещении; количество воздуха, м^3/ч, удаляемого через местные отсосы из рабочей зоны $L_{м.о}$ и подаваемого через воздушные души (местный приток) $L_{м.п}$; температура воздуха, °С, наружного по параметру $t_н$, рабочей зоны $t_{р.з}$, местного притока $t_{м.п}$; коэффициент воздухообмена K_L.

Порядок расчета. 1. Температура воздуха, уходящего через аэрационный фонарь, определяется по формуле (IV.58).

2. Определяем плотность воздуха, кг/м^3, наружного $\rho_н$, рабочей зоны $\rho_{р.з}$, местного притока $\rho_{м.п}$ и уходящего $\rho_{в.з}$ (прил. I).

3. Составляем на основании (IV.44) уравнение воздушного баланса:

$$L_{м.о}\rho_{р.з} + G_у^{аэр} = L_{м.п}\rho_{м.п} + G_п^{аэр} \qquad (IV.66)$$

или

$$G_{м.о} + G_у^{аэр} = G_{м.п} + G_п^{аэр}, \qquad (IV.66')$$

Таблица IV.19. Исходные данные для расчета воздухообмена помещения с избытками теплоты к задаче № 24

№ варианта	Тепловыделения в помещении $Q_{т.в}$, Вт	Количество удаляемого и подаваемого воздуха местной вентиляцией, $м^3/ч$		Температура воздуха, °С			Коэффициент воздухообмена
		приточной $L_{м.о}$	вытяжной $L_{м.п}$	рабочей зоны $t_{р.з}$	наружного $t_н$	местного притока $t_{м.п}$	K_L
1	45000	5000	2000	33,0	29,5	24,0	2,50
2	55000	6000	2250	32,1	27,1	21,0	2,22
3	65000	7000	2500	28,9	23,9	22,7	2,00
4	75000	8000	2750	27,5	22,5	19,0	1,82
5	85000	9000	3000	27,5	22,5	21,5	1,67
6	95000	10000	3250	32,5	27,3	18,0	2,50
7	105000	11000	3500	33,0	28,6	22,0	2,22
8	115000	12000	3750	29,2	24,2	19,5	2,00
9	125000	13000	4000	26,2	21,2	25,0	1,82
10	135000	14000	4250	31,5	26,5	24,8	1,67
11	145000	15000	4500	27,2	22,2	18,7	2,50
12	155000	16000	4750	27,8	22,8	20,0	2,22
13	165000	17000	5000	28,0	23,7	19,4	2,00
14	175000	18000	5250	25,9	20,9	19,2	1,82
15	185000	19000	5500	31,0	26,0	25,4	1,67
16	185000	20000	5750	33,0	28,6	19,0	2,50
17	205000	21000	6000	29,2	24,3	23,9	2,22
18	215000	22000	6250	30,0	25,0	18,4	2,00
19	225000	23000	6500	25,6	20,6	20,3	1,82
20	235000	24000	6750	27,1	22,1	20,6	1,67
21	245000	25000	7000	26,2	21,2	19,8	2,50
22	225000	20000	6500	27,3	22,3	21,0	2,22
23	205000	15000	6000	28,0	25,0	21,0	2,00
24	185000	10000	5500	26,0	22,4	24,6	1,82
25	165000	10000	5000	26,8	21,8	19,5	1,67
26	145000	15000	4500	27,8	22,8	19,0	2,50
27	125000	10000	4000	32,3	27,3	20,8	2,22
28	105000	15000	3500	30,4	25,4	20,0	2,00
29	85000	10000	3000	25,7	20,7	23,7	1,82
30	65000	5000	2500	30,1	25,1	26,6	1,67

где $G_у^{аэр}$, $G_п^{аэр}$ – массовый расход воздуха, уходящего и поступающего в помещение через аэрационные проемы, кг/ч.

В уравнении (IV.66) две неизвестные величины: $G_у^{аэр}$ и $G_п^{аэр}$.

4. Составляем уравнение теплового баланса помещения:

$$0{,}278 c_р t_{р.з} G_{м.о} + 0{,}278 c_р t_у G_у^{аэр} = 0{,}278 \times$$

$$\times c_р t_{м.п} G_{м.п} + 0{,}278 c_р t_н G_п^{аэр} + Q_{т.в}. \qquad (IV.67)$$

5. Рассчитываем по тождеству (IV.66′) один из расходов аэрационного воздуха, например приточного:

$$G_п^{аэр} = G_{м.о} + G_у^{аэр} - G_{м.п} \qquad (IV.68)$$

6. Совместное решение уравнений (IV.67) и (IV.68) определяет массовый расход аэрационного воздуха, удаляемого из помещения:

$$G_у^{аэр} = \frac{G_{м.о}(t_н - t_{р.з}) + G_{м.п}(t_{м.п} - t_н) + 3{,}6 Q_{т.в}}{t_{в.з} - t_н}. \qquad (IV.69)$$

7. Находим из выражения (IV.67) массовый расход аэрационного воздуха, поступающего в помещение.

8. Определяем объемные расходы аэрационного воздуха:

$$L_у^{аэр} = G_у^{аэр}/\rho_{в.з}, \quad L_п^{аэр} = G_п^{аэр}/\rho_н.$$

Пример № 24. Рассчитать естественный воздухообмен производственного помещения в теплый период года при следующих данных: $Q_{т.в} = 115000$ Вт, $L_{м.о} = 12000$ м^3/ч; $L_{м.п} = 3750$ м^3/ч; $t_н = 24{,}2^\circ$С; $t_{р.з} = 29{,}2^\circ$С; $t_{м.п} = 20^\circ$С; $K_L = 2$.

Решение. 1. По формуле (IV.59) находим температуру уходящего через фонарь воздуха:

$$t_{в.з} = 2 \cdot 29{,}2 + 24{,}2(1 - 2) = 34{,}2^\circ\text{С}.$$

2. Определяем плотность воздуха: $\rho_н$ 1,188 кг/м^3; $\rho_{р.з} = 1{,}168$ кг/м^3; $\rho_{м.п} = 1{,}205$ кг/м^3; $\rho_{в.з} = 1{,}149$ кг/м^3.

3. Составляем уравнение воздушного баланса по формулам (IУ.66) и (IУ.66′):

$$12000 \cdot 1{,}168 + G_у^{аэр} = 3750 \cdot 1{,}205 + G_п^{аэр}$$

или

$$14016 + G_у^{аэр} = 4519 + G_п^{аэр},$$

в которых два неизвестных: $G_у^{аэр}$, $G_п^{аэр}$.

4. Составляем уравнение теплового баланса по формуле (IV.67):

$$0{,}278 \cdot 29{,}2 \cdot 14016 + 0{,}278 \cdot 34{,}2\, G_у^{аэр} =$$

$$= 0{,}278 \cdot 20 \cdot 4519 + 0{,}278 \cdot 24{,}2\, G_{п}^{аэр} + 115000$$

или

$$29{,}2 \cdot 14016 + 34{,}2 G_{у}^{аэр} - 20 \cdot 4519 + 24{,}2 G_{п}^{аэр} + 3{,}6 \cdot 115000.$$

5. По уравнению воздушного баланса (IV.68) найдем:

$$G_{п}^{аэр} = 14016 + G_{у}^{аэр} - 4519 = 9497 + G_{у}^{аэр}.$$

6. Массовый расход уходящего аэрационного воздуха согласно (IV.69) равен:

$$G_{у}^{аэр} = \frac{14016(24{,}2-29{,}2)+4519(20-24{,}2)+414000}{34{,}2-24{,}2} =$$

$$= 32494 \text{ кг/ч}.$$

7. Массовый расход приточного аэрационного воздуха согласно (IV.67) равен:

$$G_{п}^{аэр} = 9497 + 32494 = 41991 \text{ кг/ч}.$$

8. Объемные расходы аэрационного воздуха равны:

$$L_{п}^{аэр} = 41991/1{,}188 = 35436 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$L_{у}^{аэр} = 32494/1{,}149 = 28280 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Программа расчета на ЭВМ воздухообмена помещений дана в прил. XIII.

IV.6. Аэрация производственного здания

Естественный воздухообмен в зданиях происходит вследствие разности плотностей наружного и внутреннего воздуха и за счет обдувания здания ветром. Естественный воздухообмен называют аэрацией когда он организован т.е. имеется возможность осуществить его в заранее заданных объемах и регулировать в соответствии с внутренними и внешними условиями.

В теплый период года аэрацию можно применять практически для всех производств, кроме, естественно, тех, где требуется по условиям технологии предварительная обработка воздуха. Для использования аэрации в холодный период года необходимо наличие избытков теплоты в помещении, достаточной для нагревания расчетного объема воздуха, и отсутствие значительных влаговыделений, могущих привести к туманообразованию.

Наиболее просто решается аэрация для помещений, имеющих наружные ограждения (однопролетные цехи). Применение аэрации для

двух- и трехпролетных цехов, а также для многоэтажных цехов возможно, хотя при этом встречаются значительные технические трудности. Важными факторами, обеспечивающими эффективную организацию аэрации, являются рациональное размещение технологического оборудования, служащего источником тепловыделений, и надлежащее строительное оформление здания предусматривающее регулируемые отверстия в наружных стенах и фонарях.

Расчет аэрации обычно состоит в определении площадей приточных и вытяжных аэрационных проемов при заданных или определенных воздушным балансом воздухообменах. Конечной целью расчета аэрации бывает определение угла открытия приточных створок или створок фонаря. Основная сложность при расчете аэрации заключается в определении располагаемого давления, перемещающего воздух через приточные (нижние) $\Delta p_н$, Па, и вытяжные (верхние) $\Delta p_в$, Па, проемы.

При известных $\Delta p_н$, $\Delta p_в$ массовых расходах приточного $G_н$, кг/ч, и вытяжного $G_в$, кг/ч, воздуха площади нижних (приточных) $F_н$, м^2, и верхних (вытяжных) $F_в$, м^2, проемов равны:

$$F_н = G_н / (3600 \mu_{н90} \sqrt{2 \Delta p_н \rho_н}), \quad (IV.70)$$

$$F_в = G_в / (3600 \mu_{в90} \sqrt{2 \Delta p_в \rho_в}), \quad (IV.71)$$

где $\mu_{н90}$, $\mu_{в90}$ – коэффициенты расхода воздуха через соответствующий проем при угле открытия створки $\alpha = 90^\circ$; $\rho_н$ $\rho_в$ – плотность воздуха наружного и верхней зоны (уходящего) помещения, кг/м^3.

Для определения угла открытия створок приточных или вытяжных отверстий (рис. IV.6) необходимо знать максимально возможную площадь сечения соответствующего проема: приточного $F_н^{max}$ или вытяжного $F_в^{max}$, тогда из соотношения

$$F_н = F_н^{max} \sin\alpha_н \quad (IV.72)$$

или

$$F_в = F_в^{max} \sin\alpha_в \quad (IV.73)$$

определяется синус угла, а по нему и сам угол α открытия створки проема.

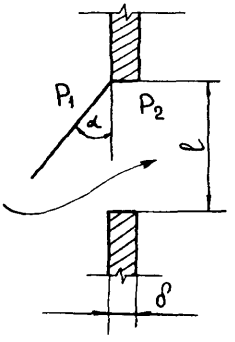


Рис. IV.6. Схема аэрационной створки

Задача № 25. Определить углы открытия створок приточного аэрационного проема, оборудованного двойными верхнеподрезными створками ($\mu_{н90} = 0{,}64$), и фрамуг П-образного с ветроотбойными щитами фонаря ($\mu_{в90} = 0{,}49$).

Таблица IV.20. Исходные данные для расчета аэрации к задаче № 25

№ варианта	Температура воздуха, °С			Высота, м			Расход воздуха, кг/ч		Коэффициент	Максимальная площадь проемов, м²	
				центров проемов		нейтральной зоны					
	наружного	рабочей зоны	уходящего	приточных	вытяжных		приточного	вытяжного		приточных	вытяжных
	$t_н$	$t_{рз}$	$t_у$	$h_н$	$h_в$	h	$G_н$	$G_в$	β	$F_н^{max}$	$F_в^{max}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	29,5	31,0	33,3	1,5	8,0	5,0	40320	36895	0,10	50	25
2	27,1	30,5	33,2	1,6	8,5	5,5	48700	44430	0,15	40	20
3	23,9	26,9	29,9	1,7	9,0	6,0	40200	34930	0,20	40	20
4	22,5	25,5	28,0	1,8	9,5	6,5	49550	43390	0,25	30	25
5	22,5	27,5	30,9	1,9	10,0	7,0	37470	30475	0,30	20	15
6	27,3	32,5	40,3	2,0	10,5	7,5	26455	18840	0,35	15	10
7	28,6	33,0	38,4	1,5	11,0	8,0	38550	30050	0,40	15	15
8	24,2	29,2	34,2	1,6	11,5	8,5	41990	32490	0,10	30	15
9	21,2	24,2	26,7	1,7	12,0	9,0	85630	74960	0,15	60	30
10	26,5	29,5	31,5	1,9	12,5	9,5	99136	87796	0,20	60	40
11	22,2	25,2	29,5	2,0	12,0	5,0	72495	60170	0,25	35	30
12	22,8	25,8	29,3	2,0	11,0	5,5	85530	72340	0,30	60	30
13	23,7	28,0	32,3	1,5	10,0	6,0	71140	57210	0,35	30	30

Окончание табл. IV.20

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
14	20,9	25,9	30,0	1,6	10,5	6,5	73070	58100	0,40	30	30
15	26,0	31,0	34,4	1,7	11,0	7,0	82515	66925	0,10	60	25
16	28,6	33,0	39,6	1,8	11,5	7,5	61380	45250	0,15	40	15
17	24,3	27,5	30,9	1,9	10,0	7,0	115890	98340	0,20	90	50
18	25,0	28,0	31,0	2,0	10,5	6,0	126660	108410	0,15	90	45
19	20,6	23,6	28,1	1,5	11,0	6,0	153920	134310	0,30	80	70
20	22,1	26,1	27,1	1,6	11,5	5,5	172330	151970	0,35	70	60
21	21,2	26,2	33,7	1,7	12,0	6,0	78340	57250	0,40	25	20
22	22,3	27,5	34,4	1,9	12,5	6,5	77170	61460	0,10	45	20
23	25,0	28,0	31,0	1,7	10,0	7,0	123475	113010	0,15	95	50
24	22,4	26,0	28,9	1,7	10,5	7,5	96200	91040	0,20	65	40
25	21,8	24,8	26,8	1,8	11,0	7,0	117790	111935	0,15	70	50
26	22,8	25,8	30,1	1,8	11,5	6,5	72040	59750	0,30	40	30
27	27,3	30,3	33,9	1,9	12,0	6,0	64870	58020	0,35	35	40
28	25,4	28,4	31,4	1,9	12,5	5,5	63765	50420	0,40	30	30
29	20,7	25,7	29,5	2,0	12,0	7,0	36680	28430	0,35	15	15
30	25,0	30,1	33,5	2,0	11,0	6,0	27940	25050	0,30	15	15

Исходные данные (табл. IV.20): температура воздуха, °С, наружного $t_н$, рабочей зоны $t_{р.з}$ и уходящего $t_у$; массовые расходы воздуха, кг/ч, через нижние $G_н$ и верхние $G_в$ фрамуги; высота, м, центров нижних $h_н$ и верхних $h_в$ фрамуг и нейтральной зоны, h; коэффициент β, учитывающий распределение давления по аэрационным проемам; максимально возможные площади сечения, м^2, нижних $F_н^{max}$ и верхних $F_в^{max}$ фрамуг.

Порядок расчета. 1. Определяем разность давления Δp, Па, вызывающую перемещение воздуха через приточные и вытяжные проемы по формуле [11]

$$\Delta p = g[(h - h_н)(\rho_н - \rho_{р.з}) + (h_в - h)(\rho_н - \rho_у)]. \quad (IV.74)$$

2. Определяем потери давления на проход воздуха через приточный проем $\Delta p_н$, Па:

$$\Delta p_н = \beta \Delta p. \quad (IV.75)$$

3. Находим потери давления на проход воздуха через вытяжной проем $\Delta p_в$, Па:

$$\Delta p_в = \Delta p - \Delta p_н. \quad (IV.76)$$

4. По формуле (IV.70) рассчитываем площадь приточных проемов $F_н$, м^2.

5. По формуле (IV.71) находим площадь вытяжных проемов $F_в$, м^2.

6. Из зависимости (IV.72) определяем синус угла открытия створок приточных проемов:

$$\sin\alpha_н = F_н / F_н^{max}, \quad (IV.77)$$

а по синусу угла – угол $\alpha_н$.

7. Из зависимости (IV.73) определяем синус угла открытия створки вытяжных проемов:

$$\sin\alpha_в = F_в / F_в^{max}, \quad (IV.78)$$

а по синусу угла – угол $\alpha_в$.

Пример № 25. Определить углы раскрытия створок аэрационных проемов по следующим исходным данным: $t_н = 24{,}2$°С; $t_{р.з} = 29{,}2$°С; $t_у = 34{,}2$°С; $G_н = 41\,990$ кг/ч; $G_в = 32\,490$ кг/ч; $h_н = 1{,}6$ м; $h_в = 11{,}5$ м; $h = 8{,}5$ м; $\beta = 0{,}1$; $F_н^{max} = 30$ м^2; $F_в^{max} = 15$ м^2. Плотности воздуха при соответствующих температурах равны: $\rho_н = 1{,}19$ кг/м^3; $\rho_{р.з} = 1{,}17$ кг/м^3; $\rho_у = 1{,}17$ кг/м^3 (прил. I); коэффициенты расхода $\mu_{н90} = 0{,}64$, $\mu_{в90} = 0{,}49$.

Решение. 1. Определяем по формуле (IV.74) разность давления:

$$\Delta p = 9{,}81[(8{,}5-1{,}6)(1{,}19-1{,}17)+(11{,}5-8{,}5)(1{,}19-1{,}15)]=$$

$$= 2{,}53 \text{ Па}.$$

2. Находим по формуле (IV.75) потери давления в приточных проемах:

$$\Delta p_н = 0{,}1 \cdot 2{,}53 = 0{,}253 \text{ Па}.$$

3. Вычисляем по формуле (IV.75) потери давления в вытяжных проемах:

$$\Delta p_в = 2{,}53 - 0{,}253 = 2{,}28 \text{ Па}.$$

4. Находим по формуле (IV.70) площадь приточных проемов:

$$F_н = 41\,990/(3600 \cdot 0{,}64\sqrt{2 \cdot 0{,}253 \cdot 1{,}19}) = 23{,}5 \text{ м}^2.$$

5. Рассчитываем по формуле (IV.71) площадь вытяжных проемов:

$$F_в = 32\,490/(3600 \cdot 0{,}49\sqrt{2 \cdot 2{,}28 \cdot 1{,}15}) = 8{,}1 \text{ м}^2.$$

6. Определяем, используя формулу (IV.77), угол открытия створок приточных проемов:

$$\sin\alpha_н = 23{,}5/30 = 0{,}783; \quad \alpha_н = 51^\circ.$$

7. Вычисляем, используя формулу (IV.78), угол открытия створок вытяжных отверстий:

$$\sin\alpha_в = 8{,}1/15 = 0{,}54; \quad \alpha_в = 33^\circ.$$

Задание для научно-исследовательской работы:

Провести анализ изменения угла раскрытия створок приточных и вытяжных проемов:

а) при возрастании коэффициента β от 0,1 до 0,5;

б) при различных температурах наружного воздуха $t_н = 10-30^\circ$С.

Программа расчета на ЭВМ аэрации дана в прил. XIV.

IV.7. Аварийная вентиляция

В помещениях с производствами категорий А, Б, Е, а также в помещениях, где возможно внезапное поступление взрывоопасных или токсичных паров и газов, предусматривают аварийную вентиляцию с целью интенсивного проветривания помещений.

Аварийная вентиляция – это, как правило, вытяжная механическая вентиляция, не компенсируемая организованным притоком. Величина воздухообмена аварийной вентиляции зависит от количества вредных веществ, выделившихся при нарушении технологического процесса, и времени ее работы для снижения концентраций вредных веществ до предельно допустимых значений. Время τ, ч, в течение которого

при действии аварийной вентиляции концентрация вредного вещества снизится до предельно допустимой, определяется по формуле

$$\tau = \frac{V}{L} \ln \frac{c_a - c_п - M_{вр}/L}{c - c_п - M_{вр}/L}, \qquad (IV.79)$$

где V – объем помещения, $м^3$; L – производительность аварийной вентиляции, $м^3/ч$; c_a, $c_п$, c – концентрация вредного вещества максимальная в начальный период аварии, в приточном воздухе, предельно допустимая в воздухе рабочей зоны, $мг/м^3$; $M_{вр}$ – поток вредных веществ в период аварии, мг/ч.

Для упрощения формулы (IУ.79) вводим следующие безразмерные параметры:

$$\bar{c} = (c - c_п)/(c_a - c_п); \qquad (IV.80)$$

$$\bar{\tau} = \tau M_{вр}/[V(c_a - c_п)]; \qquad (IV.81)$$

$$\bar{L} = M_{вр}/[L(c_a - c_п)], \qquad (IV.82)$$

Тогда формула (IV.79) преобразуется к виду:

$$\bar{\tau} = \bar{L} \ln \frac{1 - \bar{L}}{\bar{c} - \bar{L}}. \qquad (IV.83)$$

При заданном времени работы аварийной вентиляции для снижения концентрации вредных веществ до допустимых значений расчет аварийной вентиляции заключается в определении ее производительности и кратности воздухообмена K_p, 1/ч:

$$K_p = L/V. \qquad (IV.84)$$

Задача № 26. Определить производительность вытяжной аварийной вентиляции в производственном помещении при заданном времени ее работы.

Исходные данные (табл. IV.21): предельно допустимая концентрация вредного вещества c, $мг/м^3$; концентрация вредного вещества в приточном воздухе $c_п$, $мг/м^3$; концентрация вредного вещества в начальный период аварии c_a, $мг/м^3$; поток вредных веществ $M_{вр}$, мг/ч; время снижения концентраций вредного вещества до предельно допустимых значений τ, ч, объем помещения V, $м^3$, для всех вариантов $V = 3780$ $м^2$.

Порядок расчета. 1. Вычисляем параметры $\bar{c}$ и $\bar{\tau}$ по формулам (IV.80) и (IV.81).

2. Определяем параметр $\bar{L}$ по номограмме рис. IУ.7.

3. Находим производительность аварийной вентиляции из формулы (IV.82):

$$L = M_{вр}/[\bar{L}(c_a - c_п)]. \qquad (IV.85)$$

Таблица IV.21. Исходные данные по расчету аварийной вентиляции к задаче № 26

№ варианта	Наименование вещества	Концентрация вредного вещества, мг/м^3			Время работы аварийной вентиляции τ, ч	Поток газовыделений $M_{вр}$, мг/ч
		предельно допустимая c	в приточном воздухе $c_п$	в период аварии $c_а$		
1	2	3	4	5	6	7
1	Ацетон	200	40,0	2000	0,17	$567 \cdot 10^3$
2	"	200	40,0	2000	0,25	$567 \cdot 10^3$
3	Амилацетат	100	20,0	1000	0,17	$567 \cdot 10^3$
4	"	100	20,0	1000	0,33	$567 \cdot 10^3$
5	Аминопеларгоновая кислота	8	2,4	80	0,33	$34 \cdot 10^3$
6	"	8	2,4	80	0,50	$34 \cdot 10^3$
7	Аммиак	20	4,0	200	0,17	$567 \cdot 10^3$
8	"	20	4,0	200	0,33	$567 \cdot 10^3$
9	Бензин-растворитель	300	60,0	3000	0,25	$567 \cdot 10^3$
10	"	300	60,0	3000	0,33	$567 \cdot 10^3$
11	Винилацетат	10	2,0	100	0,25	$264,6 \cdot 10^3$
12	"	10	2,0	100	0,42	$264,6 \cdot 10^3$
13	Винил хлористый	30	6,0	300	0,17	$453,6 \cdot 10^3$
14	"	30	6,0	300	0,33	$453,6 \cdot 10^3$
15	Изопропилбензол	50	15,0	1000	0,25	$453,6 \cdot 10^3$
16	"	50	15,0	1000	0,42	$453,6 \cdot 10^3$
17	Пропилпропионат	70	14,0	700	0,17	$453,6 \cdot 10^3$
18	"	70	14,0	700	0,33	$453,6 \cdot 10^3$
19	Тиофен	20	6,0	300	0,25	$453,6 \cdot 10^3$
20	"	20	6,0	300	0,42	$453,6 \cdot 10^3$
21	Гексафторпропилен	5	1,5	100	0,33	$378 \cdot 10^3$
22	"	5	1,5	100	0,50	$378 \cdot 10^3$
23	Диметилсульфид	50	12,5	1000	0,25	$529,2 \cdot 10^3$
24	"	50	12,5	1000	0,42	$529,2 \cdot 10^3$
25	Дихлоризобутан	20	5,0	300	0,17	$529,2 \cdot 10^3$
26	"	20	5,0	300	0,33	$529,2 \cdot 10^3$
27	Капролактан	10	3,0	200	0,25	$453,6 \cdot 10^3$
28	"	10	3,0	200	0,42	$453,6 \cdot 10^3$
29	Метилхлороформ	20	6,0	400	0,25	$491,4 \cdot 10^3$
30	"	20	6,0	400	0,50	$491,4 \cdot 10^3$

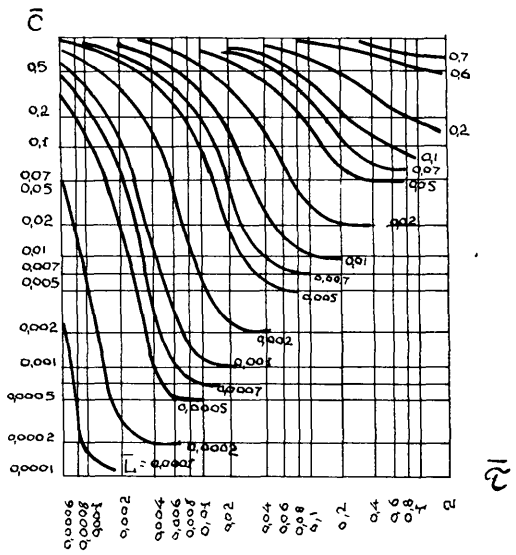


Рис. IV.7. Номограмма для расчета воздухообмена аварийной вентиляции

4. Определяем кратность воздухообмена при аварийной вентиляции по формуле (IV.84).

Пример № 26. Определить производительность аварийной вентиляции в производственном помещении объемом $V = 3780$ м^3 при выделении паров ацетона и следующих исходных данных: поток выделения ацетона $M_{вр} = 567 \cdot 10^3$ мг/ч, предельно допустимая концентрация паров ацетона в воздухе рабочей зоны $c = 200$ мг/м^3, концентрация паров ацетона в приточном воздухе $c_п = 40$ мг/м^3, концентрация паров ацетона в начальный период аварии $c_а = 2000$ мг/м^3, время работы аварийной вентиляции $\tau = 0{,}17$ ч.

Решение. 1. Вычисляем параметры $\bar{c}$ и $\bar{\tau}$ по формулам (IV.80) и (IV.81):

$$\bar{c} = (200-40)/(2000-40) = 0{,}082;$$

$$\bar{\tau} = 0{,}17 \cdot 567 \cdot 10^3/[3780(2000-40)] = 0{,}013.$$

2. По номограмме рис. IV.7 при $\bar{c} = 0{,}082$, $\bar{\tau} = 0{,}013$ определяем параметр $\bar{L} = 0{,}005$.

3. Находим производительность аварийной вентиляции по формуле (IV.85):

$$L = 567 \cdot 10^3/[0{,}005(2000-40)] = 57857 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

4. Определяем кратность воздухообмена аварийной вентиляции по формуле (IV.84):

$$K_p = 57857/3780 = 15 \text{ 1/ч}.$$

Задание для научно-исследовательской работы:

Установить зависимость производительности аварийной вентиляции от величины потока вредных веществ и предельно допустимых концентраций. Дать анализ полученной зависимости.

IV.8. Построение процессов тепловлажностной обработки воздуха

Для поддержания заданной температуры и относительной влажности внутри кондиционируемых помещений приточный воздух, поступающий в эти помещения, подвергают тепловлажностной обработке в кондиционерах.

В зависимости от особенностей обработки воздуха системы кондиционирования воздуха (СКВ) бывают прямоточными (работают только на наружном воздухе) и рециркуляционными. СВК по периодичности действия делятся на сезонные и круглогодичные, а в зависимости от расположения кондиционеров по отношению к обслуживаемым помещениям – на центральные и местные.

СКВ, которые в теплый период года работают на охлаждение с понижением теплосодержания, называют системами полного кондиционирования, а системы, работающие в теплый период года в адиабатном режиме увлажнения, – системами неполного кондиционирования. В холодный период года тепловлажностная обработка воздуха в обеих системах одинакова и заключается в нагревании и увлажнении воздуха.

Наиболее рациональным и дешевым является адиабатный процесс обработки воздуха. Политропные процессы применяют только тогда, когда для заданных условий адиабатный процесс обработки воздуха в камере кондиционера не может быть осуществлен.

СВК рассчитывают на наружный воздух по параметрам Б. В некоторых случаях при соответствующих обоснованиях в качестве расчетных параметров принимают параметры В. Исходными данными для расчета и построения процессов являются параметры наружного воздуха: температура $t_н$, °С, относительная влажность $\varphi_н$, %; удельная энтальпия $J_н$, кДж/кг, влагосодержание $d_н$, г/кг (из приведенных четырех параметров достаточно знать любые два, а остальные можно определить с помощью J – d-диаграммы); параметры внутреннего воздуха: температура $t_в$, °С, относительная

влажность $\varphi_в$, %, или влагосодержание $d_в$, г/кг; теплоизбытки в помещении $Q_п$, Вт; избыточные влаговыделения $M_{вл}$, кг/ч.

Температуру приточного воздуха $t_п$, °С, можно принимать в зависимости от схемы воздухораспределения. Так, при ассимиляции тепло- и влагоизбытков допускается принимать разность температур воздуха помещения и приточного Δt: 2°С при подаче воздуха в рабочую зону, 4-6°С - при подаче на высоте 2,5-4 м от уровня пола, 6-8°С - при подаче на высоте более 4 м от уровня пола. При одновременном выделении в помещении теплоты и влаги для определения параметров приточного воздуха можно пользоваться не только допустимым перепадом температур Δt, но и ассимилирующей способностью приточного воздуха по влаге Δd:

$$\Delta d = d_в - d_п, \qquad (IV.86)$$

где $d_п$ - влагосодержание приточного воздуха, г/кг.

Результатом построения на $J-d$ -диаграмме процессов кондиционирования воздуха является определение производительности СКВ, расходов теплоты и холода, необходимых для обработки приточного воздуха. При построении процессов обработки воздуха в приведенных задачах условно принято, что параметры воздуха, уходящего из кондиционируемого помещения, такие же, как и параметры воздуха в рабочей (обслуживаемой) зоне.

Прямоточная система кондиционирования воздуха

Прямоточные СКВ применяются для тех помещений или зданий, где согласно санитарным нормам не допускается рециркуляция воздуха. Принципиальная схема прямоточного центрального кондиционера приведена на рис. IV.8.

В зависимости от возникающих требований воздух в кондиционере может нагреваться, охлаждаться, увлажняться или осушаться.

Задача № 27. Построить на $J-d$ -диаграмме процесс прямоточной обработки воздуха при его кондиционировании в теплый период года. Определить расходы приточного воздуха, теплоты и холода для осуществления процессов нагрева, осушки и охлаждения воздуха.

Исходные данные (табл. IV.22): параметры наружного воздуха - температура $t_н$, °С, удельная энтальпия $J_н$, кДж/кг; избыточные тепло- $Q_п$, Вт, и влаго- $M_{вл}$, кг/ч, выделения в помещении; температура приточного воздуха $t_п$, °С; параметры внутреннего воздуха - температура $t_в$, °С (для всех вариантов $t_в$ = = 23°С) и относительная влажность $\varphi_в$, % (для всех вариантов $\varphi_в$ = 50%).

Порядок расчета и построения. 1. На $J-d$ -диаграмму (рис. IV.9) наносим точки, соответствующие параметрам воздуха:

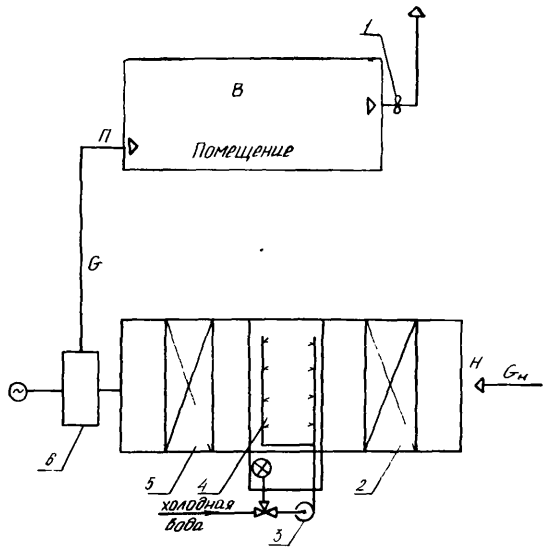


Рис. IV.8. Схема прямоточной системы кондиционирования воздуха: 1 – вытяжной вентилятор; 2 – воздухонагреватель 1-го подогрева; 3 – насос; 4 – камера орошения; 5 – воздухонагреватель 2-го подогрева; 6 – вентиляционный агрегат

наружного – точка Н, внутреннего – точка В.

2. Вычисляем угловой коэффициент луча процесса в помещении ε, кДж/кг, по формуле (IV.52).

3. На $J-d$ -диаграмме через точку В проводим луч процесса ε до пересечения с выбранной температурой приточного воздуха $t_п$, находим точку П, соответствующую параметрам приточного воздуха.

4. Через точку П проводим линию постоянного влагосодержания $d_п = const$ до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$; находим точку О, характеризующую состояние воздуха, выходящего из камеры орошения. На линии ОП от точки П вниз по $d_п = const$ откладываем отрезок, равный 1°С, соответствующий нагреву воздуха в вентиляторе и воздуховодах, получаем точку П', параметры которой соответствуют состоянию воздуха после воздухонагревателя второго подогрева.

5. Определяем необходимый расход приточного воздуха G, кг/ч, по формуле (IV.51). При высоте помещения до 4 м удельную энтальпию воздуха, удаляемого из помещения $J_у$, и воздуха помещения $J_в$ можно принять равными, т.е. $J_у = J_в$.

Таблица IV.22. Исходные данные для расчета систем кондиционирования воздуха к задачам № 27-32

№ варианта	Параметры наружного воздуха				Теплоизбытки $Q_п$, Вт		Избыточные влаговыделения $M_{вл}$, кг/ч		Температура приточного воздуха $t_п$, °С
	температура $t_н$, °С		удельная энтальпия $J_н$, кДж/кг						
	теплый период года	холодный период года	теплый период года	холодный период года	теплый период года	холодный период года	теплый период года	холодный период года	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	33,0	-22	64,5	-20,9	45000	25000	20	20	18
2	32,5	-31	56,9	-30,6	55000	30000	20	20	17
3	28,3	-39	55,7	-38,9	65000	35000	25	25	16
4	27,7	-43	53,2	-43,1	75000	40000	25	25	15
5	27,3	-24	53,2	-23,0	85000	45000	30	30	18
6	31,8	-25	58,6	-24,3	95000	50000	35	35	17
7	33,0	-22	57,8	-20,9	105000	55000	40	40	16
8	28,9	-25	54,8	-24,3	115000	60000	40	40	15
9	26,8	-30	54,9	-29,7	125000	65000	45	45	18
10	31,0	-24	57,4	-23,0	135000	70000	50	50	17
11	27,0	-28	52,8	-27,6	145000	75000	50	50	16
12	27,3	-30	54,8	-29,7	155000	80000	55	55	15

Окончание табл. IV.22

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
13	28,7	-21	56,1	-19,7	165000	85000	60	60	18
14	28,1	-31	56,9	-30,6	175000	90000	65	65	17
15	30,2	-15	59,5	-13,0	185000	95000	65	65	16
16	30,8	-19	63,6	-17,6	195000	100000	70	70	15
17	29,7	-27	55,3	-26,8	205000	105000	75	75	18
18	28,4	-35	53,6	-35,2	215000	110000	75	75	17
19	24,8	-25	51,5	-24,3	225000	125000	80	80	16
20	26,4	-19	57,4	-17,6	235000	120000	85	85	15
21	25,9	-25	53,6	-24,3	245000	125000	90	90	18
22	28,5	-25	54,0	-24,3	225000	115000	80	80	17
23	28,6	-18	62,0	-16,3	205000	105000	75	75	16
24	27,7	-37	53,6	-36,8	185000	95000	65	65	15
25	26,3	-34	53,2	-33,5	165000	85000	60	60	18
26	27,3	-27	53,6	-26,8	145000	75000	50	50	17
27	31,9	-22	60,7	-20,9	125000	65000	45	45	16
28	30,5	-25	56,5	-24,3	105000	55000	35	35	15
29	28,7	-31	51,1	-30,6	85000	45000	30	30	18
30	29,4	-23	56,1	-22,2	65000	35000	25	25	17

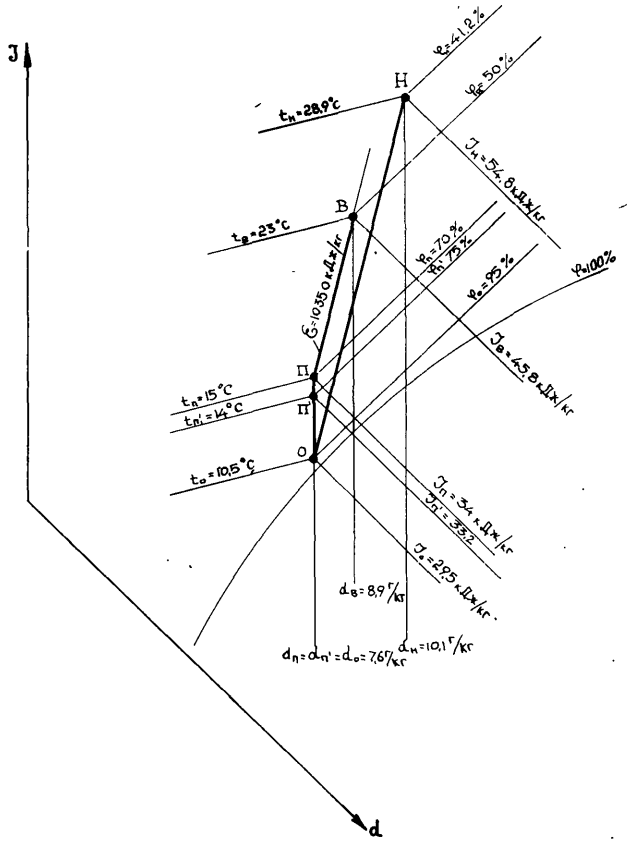


Рис. IV.9. Построение на J - d -диаграмме изменения состояния воздуха в прямоточном кондиционере для теплого периода года

6. Вычисляем тепловую нагрузку воздухонагревателя второго подогрева Q_2, Вт:

$$Q_2 = 0{,}278G(J'_п - J_о), \qquad \text{(IV.87)}$$

где $J'_п$ и $J_о$ – удельная энтальпия воздуха, соответствующая точкам П' и О, кДж/кг.

7. Точку О соединяем с точкой Н. Прямая НО соответствует процессу обработки наружного воздуха в камере орошения.

8. Находим количество сконденсировавшейся воды в камере орошения $M_о$, кг/ч:

$$M_о = G(d_н - d_о)10^{-3}, \qquad (IV.88)$$

где $d_о$, $d_н$ – влагосодержание воздуха до и после его обработки в камере орошения, г/кг.

9. Определяем охлаждающую мощность камеры орошения $Q_х$, Вт, по формуле

$$Q_х = 0{,}278G(J_н - J_о), \qquad (IV.89)$$

где $J_о$ – удельная энтальпия воздуха после его обработки в камере орошения, кДж/кг.

Пример № 27. Построить на $J-d$ -диаграмме процесс прямоточной обработки воздуха в кондиционере в теплый период года для помещения общественного здания. Определить расходы приточного воздуха G, кг/ч, теплоты $Q_т$, Вт, и холода $Q_х$, Вт, при следующих исходных данных: $t_н = 28{,}9^{\circ}C$; $J_н = 54{,}8$ кДж/кг; $t_в = 23^{\circ}C$; $\varphi_в = 50\%$; $Q_п = 115000$ Вт; $M_{вл} = 40$ кг/ч; $t_п = 15^{\circ}C$.

Решение. 1. На $J-d$ -диаграмму (см. рис. IV.9) наносим точки Н, В, соответствующие параметрам наружного и внутреннего воздуха.

2. Вычисляем угловой коэффициент луча процесса в помещении по формуле (IV.52):

$$\varepsilon = 3{,}6 \cdot 115000/40 = 10350 \text{ кДж/кг}.$$

3. На $J-d$ -диаграмме через точку В проводим луч процесса $\varepsilon = 10350$ кДж/кг до пересечения с изотермой приточного воздуха $t_п = 15^{\circ}C$, находим точку П, соответствующую параметрам приточного воздуха.

Удельная энтальпия приточного воздуха составит $J_п = 34$ кДж/кг, влагосодержание $d_п = 7{,}6$ г/кг.

4. Определяем расход приточного воздуха по формуле (IV.51):

$$G = 3{,}6 \cdot 115000/(45{,}8 - 34) = 35085 \text{ кг/ч}.$$

5. Через точку П проводим линию $d_п = const$ до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$, находим точку О, характеризующую состояние воздуха после камеры орошения, параметры которой равны: $J_о = 29{,}5$ кДж/кг; $d_о = 7{,}6$ г/кг.

6. Определяем тепловую нагрузку воздухонагревателя второго подогрева по формуле (IV.87):

$$Q_2 = 0{,}278 \cdot 35\,085(33{,}2 - 29{,}5) = 36\,088 \text{ Вт.}$$

7. Количество сконденсировавшейся в камере орошения воды вычисляем по формуле (IV.88):

$$M_o = 35\,085\,(10{,}1 - 7{,}6)10^{-3} = 87{,}7 \text{ кг/ч.}$$

8. Находим охлаждающую мощность камеры орошения по формуле (IV.89):

$$Q_x = 0{,}278 \cdot 35\,085(54{,}8 - 29{,}5) = 24\,676 \text{ Вт.}$$

Задача № 28. Построить на $J - d$-диаграмме процесс прямоточной обработки воздуха при его кондиционировании в холодный период года. Определить расходы теплоты для воздухонагревателей первого и второго подогрева и количество испарившейся воды в камере орошения.

Исходные данные: (табл. IV.22): параметры наружного воздуха – температура $t_н$, °С; удельная энтальпия $J_н$, кДж/кг; избыточные тепло- $Q_п$, Вт, и влаго- $M_{вл}$, кг/ч, выделения в помещении; параметры внутреннего воздуха – температура $t_в$, °С (для всех вариантов $t_в = 20$°С); относительная влажность $\varphi_в$, % (для всех вариантов $\varphi_в = 45$ %). Расход приточного воздуха G, кг/ч, принят по теплому периоду года (табл. IV.23).

Таблица IV.23. Расход приточного воздуха к задаче № 28

№ варианта	G, кг/ч	№ варианта	G, кг/ч	№ варианта	G, кг/ч
1	20769	11	50680	21	116 050
2	23023	12	47288	22	92045
3	22718	13	81370	23	73800
4	23894	14	71590	24	56440
5	42500	15	64600	25	82500
6	40714	16	60517	26	62143
7	36699	17	101096	27	36585
8	35085	18	93253	28	34364
9	61644	19	79412	29	43714
10	57857	20	71695	30	27200

Порядок расчета и построения. 1. На $J - d$-диаграмму (рис. IV.10) наносим точки Н и В, соответствующие параметрам внутреннего и наружного воздуха.

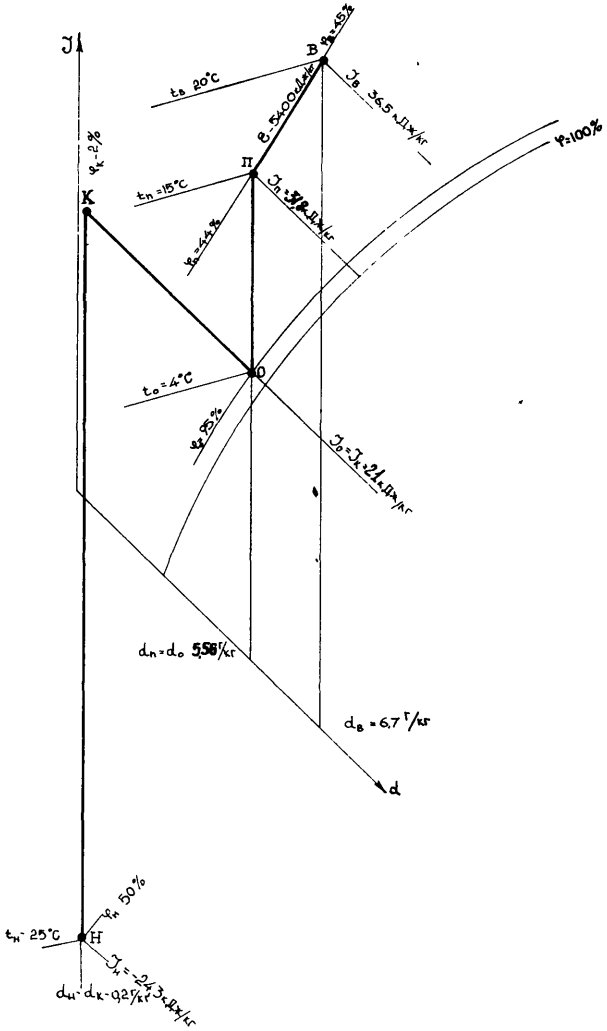


Рис. IV.10. Построение на J – d –диаграмме изменения состояния воздуха в прямоточном кондиционере для холодного периода года

2. По формуле (IУ.52) определяем угловой коэффициент луча процесса в помещении ε, кДж/кг.

3. Находим ассимилирующую способность приточного воздуха по влаге Δd, г/кг:

$$\Delta d = (M_{вл}/G)10^3. \qquad (IV.90)$$

4. Определяем влагосодержание приточного воздуха $d_п$, г/кг, по формуле (IV.86):

$$d_п = d_в - \Delta d. \qquad (IV.91)$$

5. Проводим через точку В, характеризующую заданное состояние внутреннего воздуха, луч процесса в помещении до пересечения с линией $d_п = const$, находим точку П, определяющую необходимое состояние приточного воздуха.

6. Через точку П проводим линию $d_п = const$ до пересечения с кривой φ = 95%, находим положение точки О, характеризующей состояние воздуха после камеры орошения.

7. Через точку О проводим линию $J_о = const$, а через точку Н - линию $d_н = const$ до их взаимного пересечения в точке К. Отрезок НК соответствует процессу нагревания воздуха в воздухонагревателе первого подогрева, а отрезок КО - процессу адиабатного увлажнения воздуха в камере орошения.

8. Определяем расход теплоты Q_1, Вт, в воздухонагревателе первого подогрева по формуле

$$Q_1 = 0{,}278G(J_к - J_н), \qquad (IV.92)$$

где $J_к$ - удельная энтальпия воздуха перед камерой орошения, кДж/кг.

9. Находим расход теплоты Q_2, Вт, в воздухонагревателе второго подогрева по формуле

$$Q_2 = 0{,}278G(J_п - J_о), \qquad (IV.93)$$

где $J_п$ и $J_о$ - удельная энтальпия воздуха, соответствующая точкам П и О, кДж/кг.

10. Определяем количество испарившейся воды в камере орошения $M_о$, кг/ч, по формуле

$$M_о = G(d_о - d_к)10^{-3}, \qquad (IV.94)$$

где $d_о$ и $d_к$ - влагосодержание воздуха, соответствующее точкам О и К, г/кг.

Пример № 28. Построить на J -d -диаграмме процесс прямоточной обрабстки воздуха в кондиционере в холодный период года для помещения общественного здания. Определить расходы теплоты

для воздухонагревателей первого Q_1, Вт, и второго Q_2, Вт, подогрева, количество испарившейся воды в камере орошения M_0, г/кг, при следующих исходных данных: $t_н = -25^oC$; $J_н = -24,3$ кДж/кг; $t_в = 20^oC$; $\varphi_в = 45\%$; $Q_п = 60000$ Вт; $M_{вл} = 40$ кг/ч; $G = 35085$ кг/ч.

Решение. 1. На $J - d$ -диаграмму (см. рис. IV.10) наносим точки Н, В, соответствующие параметрам наружного и внутреннего воздуха.

2. Вычисляем угловой коэффициент луча процесса по формуле (IV.52):

$$\varepsilon = 3,6 \cdot 60000/40 = 5400 \text{ кДж/кг}.$$

3. По формуле (IV.90) определяем ассимилирующую способность приточного воздуха по влаге:

$$\Delta d = 40000/35085 = 1,14 \text{ г/кг}.$$

4. Определяем влагосодержание приточного воздуха по формуле (IV.91):

$$d_п = 6,7 - 1,14 = 5,56 \text{ г/кг}.$$

5. Проводим через точку В луч процесса в помещении $\varepsilon = 5400$ кДж/кг до пересечения с линией $d_п = 5,56$ г/кг, находим положение точки П, соответствующей параметрам приточного воздуха, $J_п = 31,8$ кДж/кг.

6. Определяем параметры воздуха после камеры орошения на пересечении линии $d_п = const$ с кривой $\varphi = 95\%$:

$$J_o = 21 \text{ кДж/кг}; \quad d_o = 5,56 \text{ г/кг}.$$

7. Определяем параметры воздуха перед камерой орошения:

$$J_к = J_o = 21 \text{ кДж/кг}; \quad d_к = 0,2 \text{ г/кг}.$$

8. По формуле (IV.92) находим расход теплоты в воздухонагревателе первого подогрева:

$$Q_1 = 0,278 \cdot 35085 [21 - (-24,3)] = 441839 \text{ Вт}.$$

9. По формуле (IV.93) высчитываем расход теплоты в воздухонагревателе второго подогрева:

$$Q_2 = 0,278 \cdot 35085 (31,8 - 21) = 105339 \text{ Вт}.$$

10. По формуле (IV.94) определяем количество испарившейся воды в камере орошения:

$$M_0 = 35085 (5,56 - 0,2) 10^{-3} = 188 \text{ кг/ч}.$$

Система кондиционирования воздуха с одной рециркуляцией

Системы кондиционирования воздуха с одной рециркуляцией применяют, как правило, подачу рециркуляционного воздуха перед воздухонагревателем первого подогрева (рис. IV.11).

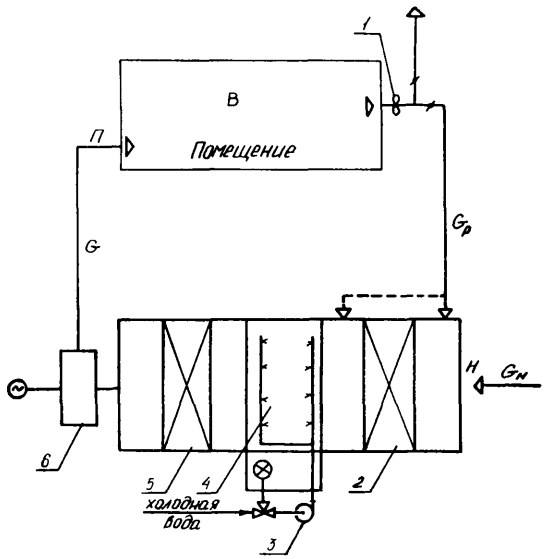


Рис. IV.11. Система кондиционирования воздуха с применением первой рециркуляции: 1 - рециркуляционный вентилятор; 2 - воздухонагреватель 1-го подогрева; 3 - насос; 4 - камера орошения; 5 - воздухонагреватель 2-го подогрева; 6 - вентиляционный агрегат кондиционера

В теплый период года с целью экономии холода наружный воздух смешивается с более холодным внутренним воздухом. Смесь очищается в фильтре, охлаждается и осушается в камере орошения, а затем, при необходимости, нагревается в воздухонагревателе второго подогрева. Обработанный воздух подается в обслуживаемое помещение с параметрами приточного воздуха. В помещении приточный воздух ассимилирует тепло- и влагоизбытки, его параметры уравниваются с параметрами внутреннего воздуха. Часть воздуха, удаляемого из помещения, возвращается на рециркуляцию, остальное количество удаляется наружу.

В холодный период с целью экономии теплоты смесь теплого воздуха помещения и холодного наружного очищается в фильтре и нагревается в воздухонагревателе первого подогрева, обрабатыва-

ется в камере орошения, подогревается в воздухонагревателе второго подогрева до требуемых параметров приточного воздуха и поступает в помещение.

Количество наружного воздуха $G_н$, кг/ч, определяется по прил. 13 [6]. Для упрощения расчетов во всех вариантах задач условно принято

$$G_н = 0{,}6\,G_0, \qquad (IV.95)$$

где G_0 – расход воздуха, проходящего через камеру орошения, кг/ч.

Задача № 29. Построить на J – d -диаграмме процесс кондиционирования воздуха для теплого периода года с одной рециркуляцией. Определить расходы приточного воздуха, теплоты и холода для осуществления процессов нагрева, осушки и охлаждения воздуха.

Исходные данные (см. табл. IV.22): параметры наружного воздуха – температура $t_н$, °С, удельная энтальпия $J_н$, кДж/кг; избыточные тепло- $Q_п$, Вт, и влаго- $M_{вл}$, кг/ч, выделения в помещении; температура приточного воздуха $t_п$, °С; параметры внутреннего воздуха – температура $t_в$, °С (для всех вариантов $t_в$ = = 23°С) и относительная влажность $\varphi_в$, % (для всех вариантов $\varphi_в$ = 50%).

Порядок построения и расчета. 1. Пункты 1–5 выполняют аналогично соответствующим пунктам расчета прямоточной системы кондиционирования воздуха (см. задачу № 27).

6. На J – d -диаграмме находим положение точки B′, соответствующей параметрам рециркуляционного воздуха при условии $d_в = d'_в$; $t'_в = t_в + 1$°С (рис. IV.12).

7. По формуле (IV.87) определяем тепловую нагрузку воздухонагревателя второго подогрева.

8. Находим количество наружного воздуха по формуле (IV.95).

9. Огределяем количество рециркуляционного воздуха $G_р$, кг/ч, по формуле

$$G_р = G - G_н. \qquad (IV.96)$$

10. Находим положение точки С, соответствующей параметрам смеси рециркуляционного и наружного воздуха, для чего определяем удельную энтальпию смеси $J_с$, кДж/кг, по формуле

$$J_с = (G_р J'_в + G_н J_н)/G. \qquad (IV.97)$$

11. Определяем потребность в холоде камеры орошения $Q_х$, Вт, по формуле

$$Q_х = 0{,}278\,G(J_с - J_0). \qquad (IV.98)$$

12. Находим количество сконденсировавшейся воды в камере орошения M_0, кг/ч:

$$M_0 = G(d_с - d_0)\,10^{-3}, \qquad (IV.99)$$

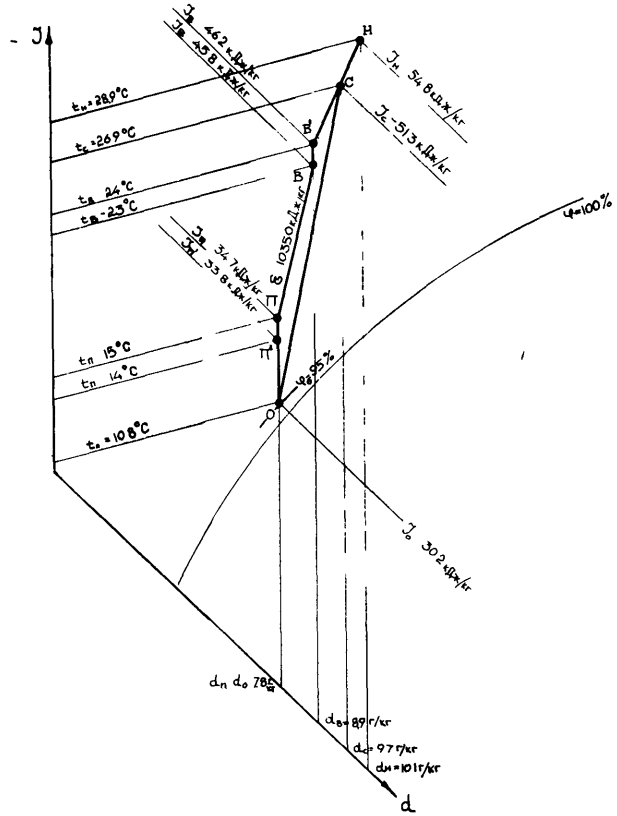


Рис. IV.12. Построение на J - d -диаграмме изменения состояния воздуха в кондиционере с первой рециркуляцией для теплого периода года

где $d_с$ - влагосодержание смеси рециркуляционного и наружного воздуха, г/кг.

Пример № 29. Построить на J - d -диаграмме процесс кондиционирования воздуха в теплый период года при схеме его обработки с одной рециркуляцией для помещения общественного здания. Определить расходы приточного G , кг/ч, и рециркуляционного воздуха $G_р$, кг/ч, расходы теплоты Q_2 , Вт, и холода $Q_х$, Вт, а также количество сконденсировавшейся воды $M_в$, кг/ч, при следующих ис-

ходных данных: $t_н$ = 28,9°С; $J_н$ = 54,8 кДж/кг; $t_в$ = 23°С; $J_в$ = = 45,8 кДж/кг; $Q_п$ = 115 000 Вт; $M_{вл}$ = 40 кг/ч; $t_п$ = 15°С.

Решение. 1. На J - d -диаграмму наносим точки Н, В, соответствующие параметрам наружного и внутреннего воздуха (см. рис. IV.12).

2. Вычисляем угловой коэффициент луча процесса по формуле (IV.52):

$$\varepsilon = (3{,}6 \cdot 115\,000)/40 = 10\,350 \text{ кДж/кг}.$$

3. На J - d -диаграмме через точку В проводим луч процесса до пересечения с температурой приточного воздуха $t_п$ = 15°С, находим точку П, соответствующую параметрам приточного воздуха: $\varphi_п$ = 72%; $J_п$ = 34,7 кДж/кг; $d_п$ = 7,8 г/кг.

4. Через точку П проводим линию $d_п$ = const до пересечения с кривой φ = 95%, находим точку О, соответствующую параметрам воздуха, выходящего из камеры орошения: $t_о$ = 10,8°С; $\varphi_о$ = 95%; $J_о$ = 30,2 кДж/кг; $d_о$ = 7,8 г/кг. От точки П вниз по $d_п$ = const откладываем отрезок, равный 1°С, соответствующий нагреву воздуха в вентиляторе и воздуховодах, получаем точку П′, соответствующую параметрам воздуха после воздухонагревателя второго подогрева: $t_{п'}$ = 14°С; $\varphi_{п'}$ = 77%; $J_{п'}$ = 33,8 кДж/кг.

5. Определяем расход приточного воздуха по формуле (IV.51):

$$G = 3{,}6 \cdot 115\,000/(45{,}8 - 34{,}7) = 37\,297 \text{ кг/ч}.$$

6. На J - d -диаграмме находим точку В′, соответствующую параметрам рециркуляционного воздуха при $d_в = d_{в'}$ = 8,9 г/кг, $t_{в'}$ = = $t_в$ + 1°С = 24°С; $J_{в'}$ = 46,2 кДж/кг.

7. Рассчитаем тепловую нагрузку воздухонагревателя второго подогрева по формуле (IV.87):

$$Q_2 = 0{,}278 \cdot 37\,297(33{,}8 - 30{,}2) = 37\,327 \text{ Вт}.$$

8. Определяем количество наружного воздуха при $G = G_о$ по формуле (IV.95):

$$G_н = 0{,}6 \cdot 37\,297 = 22\,378 \text{ кг/ч}.$$

9. Находим количество рециркуляционного воздуха по формуле (IV.96):

$$G_р = 37\,297 - 22\,378 = 14\,919 \text{ кг/ч}.$$

10. Рассчитаем удельную энтальпию смеси рециркуляционного и наружного воздуха по формуле (IV.97):

$$J_с = (14\,919 \cdot 46{,}2 + 22\,378 \cdot 54{,}8)/37\,297 = 51{,}3 \text{ кДж/кг}.$$

Определяем остальные параметры по J - d -диаграмме: $t_с$ = = 26,9°С; $\varphi_с$ = 44%; $d_с$ = 9,7 г/кг.

11. Вычисляем потребность в холоде камеры орошения по формуле (IV.98):

$$Q_x = 0{,}278 \cdot 37\,297(51{,}3 - 30{,}2) = 219\,388 \text{ Вт.}$$

12. Количество воды, конденсирующейся в камере орошения, определяем по формуле (IV.99):

$$M_0 = 37\,297\,(9{,}7 - 7{,}8)10^{-3} = 70{,}86 \text{ кг/ч.}$$

Задача № 30. Построить на J - d -диаграмме процесс кондиционирования воздуха для холодного периода года при схеме его обработки с одной рециркуляцией. Определить расходы теплоты и холода для обработки кондиционируемого воздуха.

Исходные данные (табл. IV.22, IV.24): параметры наружного воздуха - температура $t_н$, °С; удельная энтальпия $J_н$, кДж/кг; избыточные тепло- $Q_п$, Вт, и влаго- $M_{вл}$, кг/ч, выделения в помещении; температура приточного воздуха $t_п$, °С; параметры внутреннего воздуха - температура $t_в$, °С (для всех вариантов $t_в = 20$°С) и относительная влажность $\varphi_в$, % (для всех вариантов $\varphi_в = 45\%$). Общее количество приточного воздуха G, кг/ч, принять по теплому периоду года (табл. IV.24).

Таблица IV.24. Расход приточного воздуха G к задаче № 30

№ варианта	G, кг/ч	№ варианта	G, кг/ч	№ варианта	G, кг/ч
1	21892	11	53814	21	124225
2	24444	12	50727	22	97590
3	22941	13	84857	23	75306
4	25000	14	76829	24	58421
5	44348	15	67959	25	84857
6	41205	16	63818	26	65250
7	38182	17	102500	27	45918
8	37297	18	92143	28	34054
9	64286	19	81818	29	43714
10	57176	20	76909	30	27209

Порядок расчета и построения. При использовании системы кондиционирования воздуха с одной рециркуляцией в холодный период года возможны два варианта смешения наружного и рециркуляционного воздуха. В первом варианте рециркуляционный воздух смешивается с неподогретым наружным воздухом. Такой вариант рекомендуется использовать, если точка смеси оказывается выше

кривой $\varphi = 100\%$ и выпадения влаги из воздуха не происходит. Если точка смеси оказывается ниже кривой $\varphi = 100\%$, применяется второй вариант, при котором рециркуляционный воздух подмешивают к подогретому наружному воздуху после воздухонагревателя первого подогрева.

Рассмотрим последовательность построения процесса и расчета в первом варианте.

1. На $J - d$ -диаграмму рис. IV.13 наносим точки Н и В, соответствующие параметрам наружного и внутреннего воздуха.

2. Вычисляем по формуле (IV.52) угловой коэффициент луча процесса в помещении.

3. На $J - d$ -диаграмме через точку В проводим луч процесса в помещении.

4. Определяем ассимилирующую способность приточного воздуха по влаге Δd, г/кг, по формуле (IV.90).

5. Находим влагосодержание приточного воздуха $d_п$, г/кг, по формуле (IV.91).

6. На пересечении линии $d_п = const$ с лучом процесса в помещении находим положение точки П, соответствующей состоянию приточного воздуха при сохранении его количества, полученного расчетом для теплого периода года (см. табл. IV.24).

7. Через точку П на $J - d$ -диаграмме проводим линию $d_п = const$ до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$, получим точку О, характеризующую параметры воздуха на выходе из камеры орошения.

8. Через точку О проводим луч адиабатного процесса увлажнения воздуха в оросительной камере.

9. Находим точку С, соответствующую параметрам смеси рециркуляционного и наружного воздуха. Для этого точки Н и В соединяем прямой и определяем удельную энтальпию точки смеси J_c, кДж/кг, по формуле

$$J_c = (G_р J_в + G_н J_н)/G, \qquad (IV.100)$$

где $G_н$, $G_р$ – расход воздуха, кг/ч, наружного и рециркуляционного, определяемого формулами (IV.85) и (IV.96).

Точка смеси С лежит на пересечении линии НВ и $J_c = const$. Если точка С находится выше кривой $\varphi = 100\%$, применение первого варианта правомерно. Удельная энтальпия смеси J_c должна быть не больше удельной энтальпии воздуха после камеры орошения $J_о$.

10. Определяем параметры воздуха перед камерой орошения после его нагрева в воздухонагревателе первого подогрева. Для этого проводим линии $d_c = const$ и $J_о = const$ до их взаимного пересечения в точке К.

11. Находим тепловую нагрузку на воздухонагреватель первого подогрева, Вт:

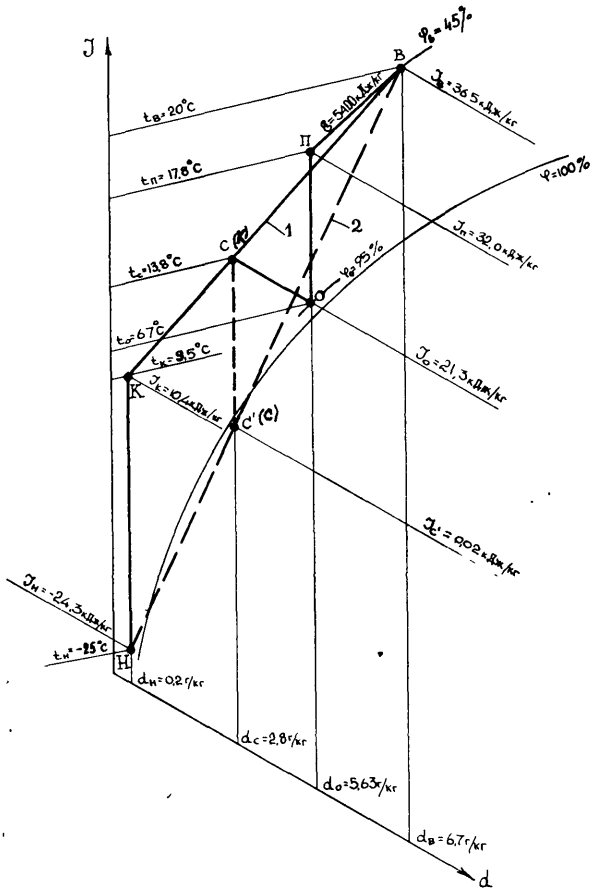


Рис. IV.13. Построение на J - d -диаграмме изменения состояния воздуха в кондиционере с первой рециркуляцией для холодного периода года: 1 - рециркуляция воздуха после воздухонагревателя 1-го подогрева; 2 - рециркуляция воздуха до воздухонагревателя 1-го подогрева

$$Q_1 = 0{,}278G(J_к - J_c) \qquad (IV.101)$$

и на воздухонагреватель второго подогрева Q_2, Вт, по формуле (IV.93).

12. Вычисляем количество воды, кг/ч, испарившейся в камере орошения, по формуле (IV.94).

При обработке кондиционируемого воздуха по второму варианту, когда подмешивание рециркуляционного воздуха осуществляется после воздухонагревателя первого подогрева, положение точек Н, В, П, О определяют аналогично описанному выше (пп. 1-7 задачи № 30).

Для нахождения точки смеси С предварительно определяют положение точки C', характеризующей условное состояние смеси. Для этого проводят пунктирную линию ВН и по формуле (IV.100) находят удельную энтальпию $J_{c'}$, кДж/кг.

Условная точка смеси C' лежит на пересечении линии НВ и $J_{c'} = \text{const}$ (рис. IV.13). Через точку C' проводим $d_{c'} = \text{const}$ до пересечения в точке С с адиабатой J_o процесса увлажнения. Параметры точки С являются искомыми параметрами смеси воздуха перед камерой орошения.

Положение точки К, характеризующей состояние подогретого наружного воздуха, определяем из условия, что его влагосодержание равно влагосодержанию наружного воздуха $d_н$. Кроме того, точка К должна лежать на одной прямой с точками С и В. Через точки В и С проводим прямую линию, а через точку Н – линию $d_н = \text{const}$, на их пересечении находим положение точки К. Тепловую нагрузку воздухонагревателя первого подогрева определяем по формуле

$$Q_1 = 0{,}278G_н(J_к - J_н). \qquad (IV.102)$$

Тепловую нагрузку воздухонагревателя второго подогрева определяем по формуле (IV.93), количество испарившейся воды в камере орошения – по формуле

$$M_o = G(d_o - d_c)10^{-3}. \qquad (IV.103)$$

Пример № 30. Построить на J-d-диаграмме процесс кондиционирования воздуха для холодного периода года для помещения общественного здания при схеме обработки воздуха с одной рециркуляцией. Определить расходы теплоты и холода, необходимые для обработки воздуха, и количество испарившейся воды при следующих исходных данных: $t_н = -25^{\circ}C$; $J_н = -24{,}3$ кДж/кг; $t_в = 20^{\circ}C$; $\varphi_в = 45\%$; $Q_п = 60000$ Вт; $M_{вл} = 40$ кг/ч; $G = 37297$ кг/ч; $G_н = 22378$ кг/ч; $G_р = 14919$ кг/ч.

Решение. 1. На J-d-диаграмму (рис. IV.13) наносим точки Н и В, соответствующие параметрам наружного и внутреннего воздуха.

2. По формуле (IV.52) определяем угловой коэффициент луча процесса:

$$\varepsilon = (3{,}6 \cdot 60\,000)/40 = 5400 \text{ кДж/кг}.$$

3. Через точку В на $J-d$ -диаграмме проводим луч процесса в помещении.

4. Определяем ассимилирующую способность приточного воздуха по влаге по формуле (IV.90):

$$\Delta d = 40/37\,297 \cdot 10^3 = 1{,}07 \text{ г/кг}.$$

5. Из формулы (IV.91) находим влагосодержание приточного воздуха:

$$d_п = 6{,}7 - 1{,}07 = 5{,}63 \text{ г/кг}.$$

6. На пересечении линии $d_п = const$ с лучом процесса в помещении определяем параметры приточного воздуха: $d_п = 5{,}63$ г/кг; $t_п = 17{,}8^\circ C$; $J_п = 32$ кДж/кг; $\varphi_п = 46\%$.

7. Находим параметры воздуха после камеры орошения. Параметры точки О следующие: $d_0 = 5{,}63$ г/кг; $t_0 = 6{,}7^\circ C$; $J_0 = 21{,}3$ кДж/кг; $\varphi_0 = 95\%$.

8. Определяем удельную энтальпию точки смеси наружного и рециркуляционного воздуха по формуле (IV.100):

$$J_c = 14\,919{,}36{,}5 + 22\,378(-24{,}3)/37\,297 = 0{,}02 \text{ кДж/кг}.$$

На пересечении линии НВ и $J_c = const$ находим положение точки смеси С. Точка смеси находится ниже кривой $\varphi = 100\%$, поэтому правомерен вариант подмешивания рециркуляционного воздуха после воздухонагревателя первого подогрева. Положение точки, полученной на пересечении линии НВ и $J_c = const$, соответствует условной точке смеси C' (см. рис. IV.13).

9. Находим искомую точку смеси С на пересечении $d_{c'} = const$ и адиабаты $J_0 = const$. Параметры этой точки следующие: $d_c = 2{,}8$ г/кг; $J_c = 21{,}3$ кДж/кг; $\varphi_c = 28\%$; $t_c = 13{,}8^\circ C$.

10. Определяем параметры воздуха перед камерой орошения, точка К. Для этого проводим через точки В и С прямую линию, а через точку Н – линию $d_н = const$. Параметры воздуха перед камерой орошения: $d_К = 0{,}2$ г/кг; $\varphi_К = 5\%$; $t_К = 9{,}5^\circ C$; $J_К = 10{,}4$ кДж/кг.

11. Расход теплоты в воздухонагревателе первого подогрева определяем по формуле (IV.102):

$$Q_1 = 0{,}278 \cdot 22\,378[10{,}4 - (-24{,}3)] = 215\,870 \text{ Вт}.$$

12. Расход теплоты на нагрев воздуха в воздухонагревателе второго подогрева определяем по формуле (IV.93):

$$Q_2 = 0{,}278 \cdot 37297(32 - 21{,}3) = 110940 \text{ Вт}.$$

13. Определяем количество воды, испарившейся в камере орошения, по формуле (IV.103):

$$M_0 = 37297(5{,}63 - 2{,}8)0{,}001 = 105{,}5 \text{ кг/ч}.$$

Система кондиционирования воздуха с двумя рециркуляциями

Система кондиционирования воздуха с двумя рециркуляциями (рис. 1У.14) относится к специальным схемам, и ее применение должно быть сбосновано. Такая система обеспечивает еще большую

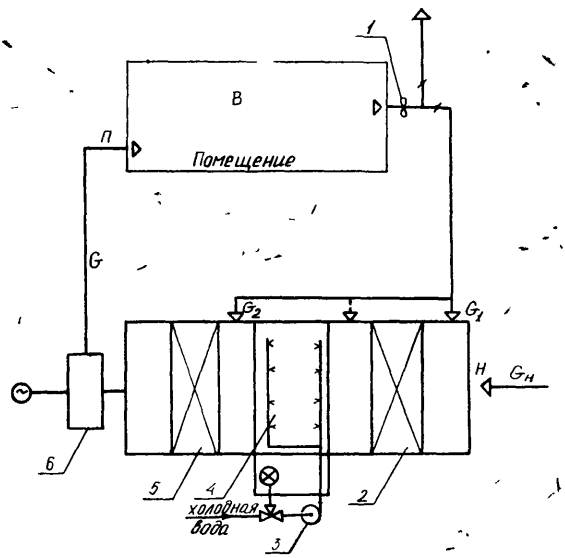


Рис. IV.14. Схема системы кондиционирования воздуха при наличии первой и второй рециркуляций. 1 – рециркуляционный вентилятор; 2 – воздухонагреватель 1-го подогрева; 3 – насос; 4 – камера орошения; 5 – воздухонагреватель 2-го подогрева; 6 – вентиляционный агрегат кондиционера

экономию тепла и холода, чем система с одной рециркуляцией. В большинстве случаев отпадает необходимость в подогреве воздуха в воздухонагревателе второго подогрева в теплый период года. Вместе с тем требуется более глубокое охлаждение воздуха в камере орошения, что не всегда возможно. Такая схема не применяется, когда продолжение линии, соединяющей точки с параметрами рецир-

куляционного и параметрами приточного воздуха, не пересекается с кривой φ = 95% или пересекает ее в области отрицательных значений температур.

В холодный период смесь наружного и рециркуляционного воздуха нагревается в воздухонагревателе первого подогрева, обрабатывается в камере орошения. После камеры орошения добавляется еще часть рециркуляционного воздуха (вторая рециркуляция). Весь воздух проходит через воздухонагреватель второго подогрева и вентилятором подается в обслуживаемое помещение. В теплый период смесь наружного воздуха и воздуха, подаваемого на первую рециркуляцию, обрабатывается в камере орошения. После обработки подмешивается воздух второй рециркуляции с таким расчетом, чтобы отпадала необходимость в работе воздухонагревателя второго подогрева.

Задача № 31. Построить на $J - d$ -диаграмме процесс кондиционирования воздуха для теплого периода года при схеме его обработки с первой и второй рециркуляциями. Определить расходы приточного и рециркуляционного воздуха и расход холода для охлаждения и осушки воздуха.

Исходные данные (см. табл. IV.22): параметры наружного воздуха - температура $t_н$, °С; удельная энтальпия $J_н$, кДж/кг; избыточные тепло- $Q_п$, Вт, и влаго- $M_{вл}$, кг/ч, выделения в помещении; температура приточного воздуха, $t_п$, °С; параметры внутреннего воздуха - температура $t_в$, °С (для всех вариантов $t_в$ = = 23°С) и относительная влажность $\varphi_в$, % (для всех вариантов $\varphi_в$ = 50%).

Порядок расчета и построения. 1. На $J - d$ -диаграмму (рис. IV.15) наносим точки Н и В, соответствующие расчетным параметрам наружного и внутреннего воздуха.

2. По величине тепло- и влагоизбытков определяем по формуле (IV.52) угловой коэффициент луча процесса ε.

3. Через точку В проводим луч процесса до пересечения с изотермой приточного воздуха, получаем параметрь приточного воздуха (точка П). Находим положение точек П′, В′, принимая отрезки ПП′ и ВВ′ равными 1°С при $d_в = d'_в$ и $d_п = d'_п$ (см. IV.15).

4. Определяем параметры воздуха, прошедшего обработку в оросительной камере, проводя через точки В′ и П′ прямую до пересечения с кривой φ = 95% в точке О, соответствующей искомой величине.

5. Находим общее количество приточного воздуха G, кг/ч, по формуле (IV,51).

6. Определяем расход воздуха второй рециркуляции G_2, кг/ч, по формуле

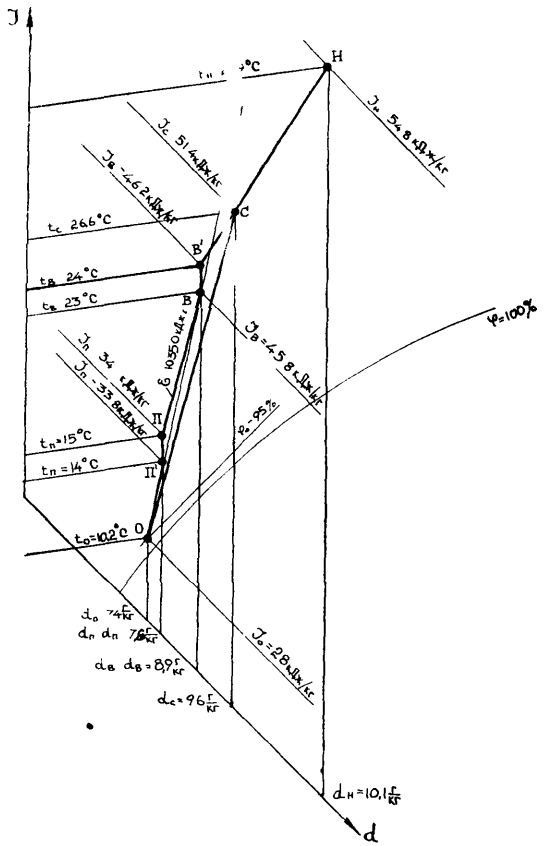


Рис. IV.15. Построение на J – d –диаграмме изменения состояния воздуха в кондиционере с первой и второй рециркуляциями для теплого периода года

$$G_2 = G \frac{J_{H'} - J_O}{J_{B'} - J_O}. \qquad (IV.104)$$

7. Находим расход воздуха, прошедшего через оросительную камеру G_O, кг/ч, по формуле

$$G_O = G - G_2. \qquad (IV.105)$$

8. Количество воздуха первой рециркуляции G_1, кг/ч, находим по формуле

$$G_1 = G_o - G_н, \qquad (IV.106)$$

где $G_н$ – расход наружного воздуха, определяемый по формуле (IV.95).

9. Определяем удельную энтальпию смеси наружного воздуха и воздуха первой рециркуляции J_c, кДж/кг, по формуле

$$J_c = (G_н J_н + G_1 J_{в'})/G_o. \qquad (IV.107)$$

10. На пересечении линий $J_c = const$ и В′Н находим положение точки смеси С.

11. Определяем расход холода $Q_х$, Вт, для охлаждения и осушки воздуха по формуле (IV.98).

Пример № 31. Построить на J – d -диаграмме процесс кондиционирования воздуха для теплого периода года для помещения общественного здания при схеме обработки воздуха с первой и второй рециркуляциями. Определить расходы, кг/ч, приточного воздуха G, первой рециркуляции G_1 и второй рециркуляции G_2, расход холода $Q_х$, Вт, при следующих исходных данных: $t_н = 28{,}9^oC$; $J_н = 54{,}8$ кДж/кг; $t_в = 23^oC$; $\varphi_в = 50\%$; $Q_п = 115\,000$ Вт; $M_{вл} = 40$ кг/ч; $t_п = 15^oC$.

Решение. На J – d -диаграмму (см. рис. IV.15) наносим точки Н и В, соответствующие параметрам наружного и внутреннего воздуха. Определяем по формуле (IV.52) угловой коэффициент луча процесса в помещении:

$$\varepsilon = 3{,}6 \cdot 115\,000/40 = 10\,350 \text{ кДж/кг}.$$

2. Находим положение точек П′, В′ и положение точки О.

В результате построения имеем следующие параметры основных точек процесса (см. рис. IV.15):

В: $t_в = 23^oC$, $\varphi_в = 50\%$, $J_в = 45{,}8$ кДж/кг, $d_в = 8{,}9$ г/кг;
В′: $t'_в = 24^oC$, $\varphi'_в = 47\%$, $J'_в = 46{,}2$ кДж/кг, $d'_в = 8{,}9$ г/кг;
П: $t_п = 15^oC$, $\varphi_п = 73\%$, $J_п = 34{,}0$ кДж/кг, $d_п = 7{,}6$ г/кг;
П′: $t'_п = 14^oC$, $\varphi'_п = 77\%$, $J'_п = 33{,}8$ кДж/кг, $d'_п = 7{,}6$ г/кг;
О: $t_o = 10{,}2^oC$, $\varphi_o = 95\%$, $J_o = 28{,}0$ кДж/кг, $d_o = 7{,}4$ г/кг.

3. Определяем расход приточного воздуха по формуле (IV.51):

$$G = 3{,}6 \cdot 115\,000/(45{,}8 - 34) = 35\,085 \text{ кг/ч}.$$

4. По формуле (IV.104) находим расход воздуха второй рециркуляции:

$$G_2 = 35\,085 \cdot \frac{33{,}8 - 28{,}0}{46{,}2 - 28{,}0} = 11\,180 \text{ кг/ч}.$$

5. По формуле (IV.105) находим расход воздуха, прошедшего через оросительную камеру:

$$G_o = 35\,085 - 11\,180 = 23\,905 \text{ кг/ч.}$$

6. Находим по формуле (IV.95) расход наружного воздуха:

$$G_н = 23\,905 \cdot 0{,}6 = 14\,343 \text{ кг/ч.}$$

7. Определяем расход воздуха первой рециркуляции по формуле (IV.106):

$$G_1 = 23\,905 - 14\,343 = 9562 \text{ кг/ч.}$$

8. По формуле (IV.107) определяем удельную энтальпию смеси наружного воздуха и воздуха первой рециркуляции:

$$J_c = (14\,343 \cdot 54{,}8 + 9562 \cdot 46{,}2)/23\,905 = 51{,}4 \text{ кДж/кг.}$$

9. На $J-d$ -диаграмме на пересечении линий $J_c = const$ и $B'H$ находим положение точки смеси С, параметры которой равны: $t_c = 26{,}6^oC$; $\varphi_c = 45\%$.

10. Определяем по формуле (IV.98) расход холода Q_x, Вт, для охлаждения и осушки воздуха:

$$Q_x = 0{,}278 \cdot 23\,905(51{,}4 - 28{,}0)) = 155\,240 \text{ Вт.}$$

Задача № 32. Построить на $J-d$ -диаграмме процесс кондиционирования воздуха для холодного периода года при схеме его обработки с первой и второй рециркуляциями. Определить расходы теплоты в воздухонагревателе первого и второго подогрева и воды для осуществления процессов нагрева, увлажнения и охлаждения воздуха.

Исходные данные (табл. IV.22, IV.25): параметры наружного воздуха – температура $t_н$, °С, удельная энтальпия $J_н$, кДж/кг; избыточные тепло- $Q_п$, Вт, и влаго- $M_{вл}$, кг/ч, выделения в помещении; общее количество приточного воздуха G, кг/ч; расходы воздуха первой рециркуляции G_1, кг/ч, и второй рециркуляции G_2, кг/ч, приняты согласно расчету теплого периода года (табл. IV.25); параметры внутреннего воздуха – температура $t_в$ (для всех вариантов $t_в = 20^oC$) и относительная влажность $\varphi_в$ (для всех вариантов $\varphi_в = 45\%$).

Порядок расчета и построения. 1. На $J-d$ -диаграмму рис. IV.16 наносим точки Н, В, соответствующие состоянию наружного и внутреннего воздуха. Вычисляем угловой коэффициент луча процесса по формуле (IV.52).

2. По формуле (IV.90) определяем ассимилирующую способность приточного воздуха по влаге, а по формуле (IV.97) находим влагосодержание приточного воздуха $d_п$, г/кг. Точка П, определяющая состояние приточного воздуха, находится на пересечении линии $d_п = const$ с лучом процесса в помещении.

Таблица IV.25. Расход воздуха приточного G, первой G_1 и второй G_2 рециркуляции к задаче № 32

№ варианта	G, кг/ч	G_1, кг/ч	G_2, кг/ч	№ варианта	G, кг/ч	G_1, кг/ч	G_2, кг/ч
1	21040	4030	10960	16	62680	17910	17910
2	23020	5460	9370	17	103940	21300	50700
3	23170	6010	8150	18	93250	22520	36960
4	24770	7200	6780	19	82650	21720	28350
5	44350	9040	21760	20	74870	20750	23000
6	39310	9440	15720	21	122500	24500	61250
7	38180	10040	13090	22	97590	23710	38320
8	35085	9562	11180	23	75310	19790	25830
9	62500	12280	31800	24	59460	17210	16440
10	57860	14030	22790	25	84860	17070	42180
11	53270	14380	17330	26	62890	15180	24930
12	49820	14040	14720	27	43690	11420	15150
13	84860	17180	41920	28	34360	10220	8800
14	75000	17620	30960	29	44350	9030	21770
15	66600	17500	22850	30	28190	6650	11570

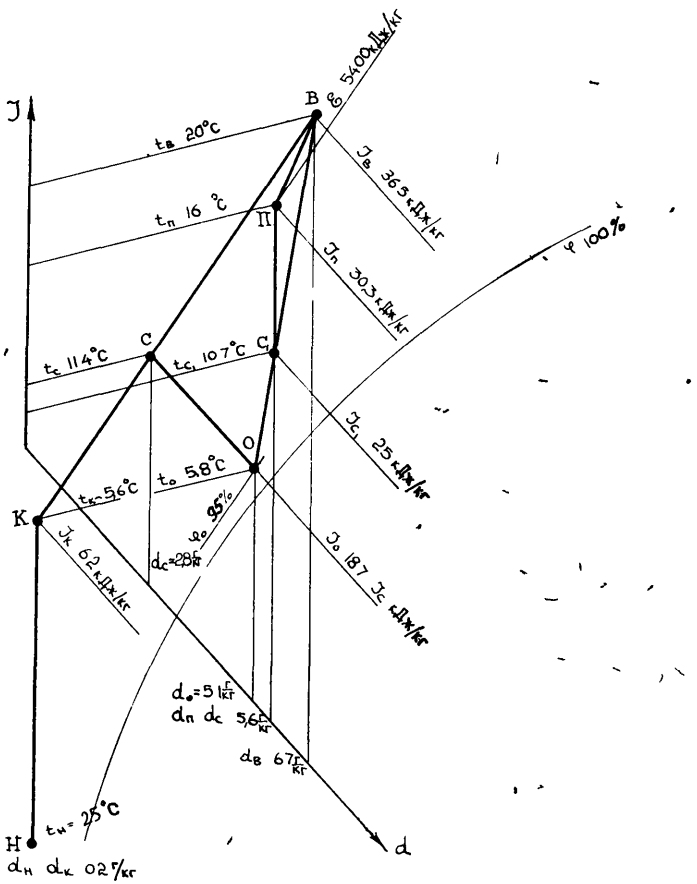


Рис. IV.16. Построение на J – d -диаграмме изменения состояния воздуха в кондиционере с первой и второй рециркуляцией для холодного периода года

3. По формуле (IV.105) определяем расход воздуха, прошедшего через камеру орошения G_c, кг/ч.

4. Находим положение точки О, характеризующей состояние воздуха после камеры орошения перед смешиванием его с воздухом второй рециркуляции, для чего определяем влагосодержание воздуха после камеры орошения по формуле

$$d_o = (G d_п - G_2 d_в)/G_o. \qquad (IV.108)$$

На пересечении линии $d_o = const$ с кривой φ = 95% определяем положение точки О.

5. По формуле (IV.85) находим расход наружного воздуха $G_н$, кг/ч.

6. Определяем влагосодержание смеси воздуха первой рециркуляции и наружного воздуха по формуле

$$d_c = (G_1 d_в + G_н d_н)/G_о \qquad (IV.109)$$

7. На J – d –диаграмме на пересечении линий $d_c = const$ и $J_c = const$ определяем положение точки смеси С.

8. На J – d –диаграмме на пересечении линий $d_н = const$ и ВС находим положение точки К, соответствующей параметрам воздуха после воздухонагревателя первого подогрева.

9. Определяем параметры воздуха, поступающего в воздухонагреватель второго подогрева. Точка смеси C_1 находится на прямой ВО в месте пересечения ее с лучом нагревания, проведенном через точку П.

10. Вычисляем расход теплоты на нагревание воздуха в воздухонагревателе первого подогрева Q_1, Вт, по формуле (IV.102) и второго подогрева Q_2, Вт, по формуле

$$Q_2 = 0{,}278G(J_п - J_{c_1}) \qquad (IV.110)$$

11. Находим расход испарившейся воды в камере орошения $M_о$, кг/ч, по формуле (IV.103).

Пример № 32. Построить на J – d –диаграмме процесс кондиционирования воздуха в холодный период года для помещения общественного здания при схеме обработки воздуха с первой и второй рециркуляциями. Определить расходы теплоты, Вт, в воздухонагревателе первого подогрева Q_1, второго подогрева Q_2 и расход воды $M_о$, кг/ч при следующих исходных данных $t_н = -25^oC$, $J_н = -24{,}3$ кДж/кг; $t_в = 20^oC$; $\varphi_в = 45\%$, $Q_п = 60\,000$ Вт; $M_{вл} = 40$ кг/ч, $G = 35\,085$ кг/ч; $G_1 = 9562$ кг/ч, $G_н = 14\,343$ кг/ч, $G_2 = 11\,180$ кг/ч.

Решение. 1. На J – d –диаграмму (см. рис. IV.16) наносим точки Н и В, соответствующие параметрам наружного и внутреннего воздуха.

2. По формуле (IV.52) вычисляем угловой коэффициент луча процесса в помещении

$$\varepsilon = 3{,}6 \cdot 60\,000/40 = 5400 \text{ кДж/кг}.$$

3. По формуле (IV.90) определяем ассимилирующую способность приточного воздуха по влаге

$$\Delta d = 40\,000/35\,085 = 1{,}14 \text{ г/кг}.$$

4. Вычисляем влагосодержание приточного воздуха по формуле (IV.91):

$$d_п = 6,7 - 1,14 = 5,56 \text{ г/кг.}$$

На J – d -диаграмме определяем параметры приточного воздуха: $t_п = 16^{\circ}C$; $\varphi_п = 49\%$; $J_п = 30,3$ кДж/кг.

5. По формуле (IV.105) находим расход воздуха, прошедшего через камеру орошения:

$$G_о = 35\,085 - 11\,180 = 23\,905 \text{ кг/ч.}$$

6. По формуле (IV.85) вычисляем расход наружного воздуха:

$$G_н = 0,6 \cdot 23\,905 = 14\,343 \text{ кг/ч.}$$

7. Рассчитываем влагосодержание воздуха после камеры орошения по формуле (IV.108):

$$d_о = (35\,085 \cdot 5,56 - 11\,180 \cdot 6,7)/23\,905 = 5,1 \text{ г/кг.}$$

На J – d -диаграмме находим параметры воздуха после камеры орошения: $t_о = 5,8^{\circ}C$; $\varphi_о = 95\%$; $J_о = 18,7$ кДж/кг.

8. Определяем влагосодержание смеси наружного воздуха и первой рециркуляции по формуле (IV.109):

$$d_c = (9562 \cdot 6,7 + 14\,343 \cdot 0,2)/23\,905 = 2,8 \text{ г/кг.}$$

Точка смеси С находится на пересечении линий $d_c = const$ и $J_о = const$. На J – d -диаграмме находим параметры точки смеси С: $t_c = 11,4^{\circ}C$; $\varphi_c = 32,5\%$; $J_c = 18,7$ кДж/кг.

9. На пересечении линий $d_н = const$ и ВС находим положение точки К, параметры которой равны: $t_к = 5,6^{\circ}C$; $\varphi_к = 5\%$; $J_к = 6,2$ кДж/кг; $d_к = 0,2$ г/кг.

10. На J – d -диаграмме находим параметры воздуха, поступающего в воздухонагреватель второго подогрева: $d_{c_1} = 5,6$ г/кг; $t_{c_1} = 10,7^{\circ}C$; $\varphi_{c_1} = 70\%$; $J_{c_1} = 25$ кДж/кг.

11. Определяем по формуле (IV.102) расход теплоты на нагревание воздуха в воздухонагревателе первого подогрева:

$$Q_1 = 0,278 \cdot 14\,343[6,2 - (-24,3)] = 121\,614 \text{ Вт.}$$

12. Подсчитываем по формуле (IV.110) расход теплоты на нагревание воздуха в воздухонагревателе второго подогрева:

$$Q_2 = 35\,085(30,3 - 25)0,278 = 51\,694 \text{ Вт.}$$

13. Рассчитываем по формуле (IV.103) расход испарившейся воды в камере орошения:

$$M_о = 35\,085(5,1 - 2,8)10^{-3} = 80,7 \text{ кг/ч.}$$

IV.9. Распределение воздуха в помещении

На современном уровне развития вентиляционной техники очень важным является вопрос воздухораспределения в помещении. Недоучет этого вопроса может привести к образованию застойных зон с повышенным содержанием концентрации вредных веществ, значительным градиентом температуры воздуха по высоте помещения, повышенной подвижности воздуха в рабочей зоне. Выбор способа организации воздухообмена и, как следствие этого, воздухораспределение зависит от назначения помещения, его архитектурно-строительных особенностей, специфики технологического режима, экономических, эстетических и санитарно-гигиенических требований.

Характер формирования полей температур и концентраций примесей в помещении в основном определяется воздушными (вентиляционными) и тепловыми (конвективными) струями. В зависимости от доминирующего влияния тех или иных струй все помещения можно разделить на три класса:

1-й класс - характер циркуляции воздуха определяют вентиляционные струи;

2-й класс - характер циркуляции воздуха определяют тепловые струи;

3-й класс - помещения, где нельзя выделить определяющего фактора, влияющего на формирование полей скоростей, температур, концентраций.

Применяемые в вентиляционной технике воздухораспределители в зависимости от формы образующейся струи подразделяют на компактные типа ВСП, ПДн, ПДв; веерные, в том числе конические и неполные веерные типа НРВ, и плоские типа ВПК.

Все варианты раздачи приточного воздуха можно объединить в три основные способа.

Первый способ - подача воздуха непосредственно в рабочую зону затухающими в ней струями. Такой способ рекомендуется в основном для помещений 2-го класса воздухораспределителями ПДн, ПДв, ВЭПш. Этот способ характеризуется наиболее эффективным использованием приточного воздуха (коэффициент воздухообмена K_L достигает наибольшего значения).

Второй способ - воздух поступает в рабочую зону вертикально с высоты не более 6 м, горизонтально или под углом с высоты не более 4 м от пола воздухораспределителями НРВ, ВПК. Этот способ подачи характеризуется хорошей равномерностью распределения воздуха, имеет коэффициент воздухообмена K_L, как правило, больше единицы и может быть рекомендован для помещения 2-го класса.

Третий способ - воздух подается горизонтальными струями, за-

тухающими вне рабочей зоны. Такая, называемая сосредоточенной, раздача воздуха осуществляется воздухораспределителями ВСП, характеризуется наиболее низким коэффициентом воздухообмена K_L и осуществляется в помещении с недостатками теплоты, с незначительными тепловыделениями (помещения 1-го класса), а также в общественных зданиях.

Инженерные расчеты по определению максимальной скорости воздуха v_x, м/с, и экстремальной избыточной температуры воздуха Δt_x, °С, на расстоянии x, м, от воздухораспределителя ведутся для основного участка струи по формулам:

компактные, веерные и неполные веерные струи:

$$v_x = v_0 m \sqrt{F_0}\, K_c K_в K_{вп} K_н / x, \qquad (IV.111)$$

$$\Delta t_x = \Delta t_0 n \sqrt{F_0}\, K_{ст} K_в K_{вп} K_{нт} / x; \qquad (IV.112)$$

плоские струи:

$$v_x = v_0 m \sqrt{в_0}\, K_c K_в K_{вп} K_н / \sqrt{x}, \qquad (IV.113)$$

$$\Delta t_x = \Delta t_0 n \sqrt{в_0}\, K_{ст} K_в K_{вп} K_{нт} / \sqrt{x}, \qquad (IV.114)$$

где v_0 – скорость выхода воздуха из воздухораспределителя, м/с; $\Delta t_0 = (t_0 - t_{окр})$ – разность между температурами на выходе из воздухораспределителя t_0 и окружающего воздухораспределитель воздуха $t_{окр}$, °С; m, n – коэффициенты затухания скорости и температуры в струе, зависящие от типа и конструкции воздухораспределителя; F_0 – расчетная площадь воздухораспределителя, м^2; $в_0$ – ширина воздухораздающей щели воздухораспределителя, м; K_c, $K_{ст}$ – коэффициент стеснения струи при расчете затухания соответственно скорости и температуры; $K_в$ – коэффициент взаимодействия струй между собой; $K_{вп}$ – коэффициент взаимодействия струи со строительной плоскостью (стена, потолок, пол); $K_н$, $K_{нт}$ – коэффициент неизотермичности струи при расчете соответственно скорости и температуры.

При сосредоточенной подаче воздуха струями, затухающими выше рабочей зоны, в ней возникают потоки, направленные навстречу выпуску воздуха и называемые обратными. Наибольшая скорость $v_{обр}$, м/с, и экстремальная избыточная температура $\Delta t_{обр}$, °С, воздуха в обратных потоках для компактных струй рассчитываются по формулам

$$v_{обр} = 0{,}78\, v_0 \sqrt{F_0 / F_п}; \qquad (IV.115)$$

$$\Delta t_{обр} = 1{,}4\, \Delta t_0 \sqrt{F_0 / F_п}, \qquad (IV.116)$$

где $F_п$ – площадь поперечного сечения помещения, нормальная к оси струи, м^2,

$$F_п = H_п B, \qquad (IV.117)$$

здесь $H_п$, B – соответственно высота и ширина помещения, приходящиеся на одну струю, м.

Максимальная скорость и экстремальная избыточная температура в компактной струе наблюдаются на расстоянии $x_{кр}$, м, определяемом зависимостью

$$x_{кр} = 0{,}31 m \kappa_{вп} \sqrt{F_п}. \qquad (IV.118)$$

Максимально допустимая скорость движения воздуха, м/с, в струе v_x^{max} или обратном потоке $v_{обр}^{max}$ определяется зависимостью

$$v_x^{max} = \kappa v_{р з}; \quad v_{обр}^{max} = \kappa v_{р з}, \qquad (IV.119)$$

где κ – коэффициент перехода от требуемых скоростей движения воздуха к их максимальным значениям, определяемый табл. IV.26; $v_{р з}$ – нормируемая скорость движения воздуха в рабочей или обслуживаемой зонах и принимаемая по [1, 6].

Таблица IV.26. Коэффициент κ перехода от требуемых скоростей движения воздуха к их максимальным значениям

Расчетные условия	Значения κ при	
	легкой работе	работе средней тяжести и тяжелой
Люди находятся в зоне прямого действия основного участка струи	1,4	1,8
Люди находятся вне зоны прямого действия струи, но в пределы рабочей зоны входит основной участок струи	1,6	2,0
Люди находятся в зоне обратного потока воздуха	1,3	1,8

Допустимая разность температуры воздуха Δt_g между экстремальной температурой в струе и температурой воздуха в рабочей или обслуживаемой зонах принимается:

для рабочих мест, находящихся в зоне прямого воздействия струи:

1) при расчете восполнения недостатков теплоты в помещении:

$$\Delta t_g = 0{,}8 (t_{max} - t_{min}), \qquad (IV.120)$$

2) при расчете ассимиляции избытков теплоты:

$$\Delta t_g = 0{,}4 (t_{max} - t_{опт}), \qquad (IV.121)$$

где $t_{max}, t_{min}, t_{опт}$ – определяемая нормами [1] максимальная, минимально допустимая и оптимальная температура воздуха, °С;

для рабочих мест, находящихся вне зоны прямого воздействия струи, величина Δt_g, полученная по (IV.120) и (IV.121), принимается с коэффициентом запаса 1,2.

Для комфортных центральных систем кондиционирования воздуха допустимый перепад температур воздуха ограничивается пределом $\Delta t_g \leq 1$°С, а при применении кондиционеров доводчиков или смесителей с индивидуальными регуляторами температуры – $\Delta t_g \leq 2$°С. В системах технологического кондиционирования воздуха допустимый перепад температур Δt_g определяется требованиями технологического режима.

Высота установки воздухораспределителя $h_в$, м, (расстояние от пола до геометрической оси струи) при подаче воздуха под углом β к горизонтальной плоскости (рис. IV.17) может быть определена, например, для компактных и веерных струи по формулам:

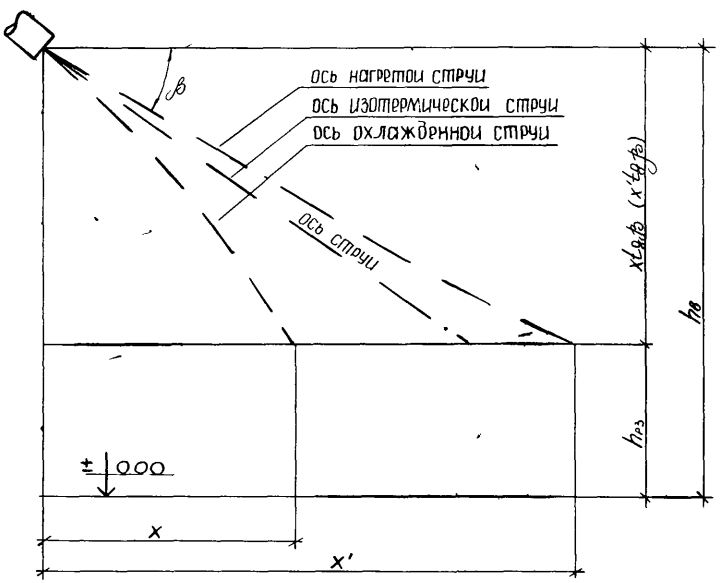


Рис. IV.17. Схема подачи воздуха под углом к горизонтальной плоскости

при подаче в помещение охлажденного воздуха вниз или нагретого вверх:

$$h_в = h_{рз} + x\,tg\beta + 0{,}33x^3/(H^2\cos^3\beta), \quad \text{(IV.122)}$$

при подаче в помещение нагретого воздуха вниз или охлажденного вверх:

$$h_в = h_{рз} + x'tg\beta - 0{,}33(x')^3/(H^2\cos^3\beta), \quad \text{(IV.123)}$$

где $h_{рз}$ – высота рабочей зоны, м; x, x' – горизонтальное расстояние от воздухораспределителя до пересечения оси струи отметки рабочей зоны, м; H – геометрическая характеристика неизотермической струи, м, для компактных и веерных струй

$$H = 5{,}45\, m v_0 \sqrt[4]{F_0}/\sqrt{n\,\Delta t_0}, \quad \text{(IV.124)}$$

для плоских струи

$$H = 9{,}6\sqrt[3]{e_0(m v_0)^4/(n\,\Delta t_0)^2}. \quad \text{(IV.124')}$$

Широкое распространение в современных производственных зданиях получили применение воздухораспределители ВСП (воздухораспределитель сосредоточенной подачи), НРВ (неполный регулируемый веерный) ВПК (воздухораспределитель перфорированный круглый).

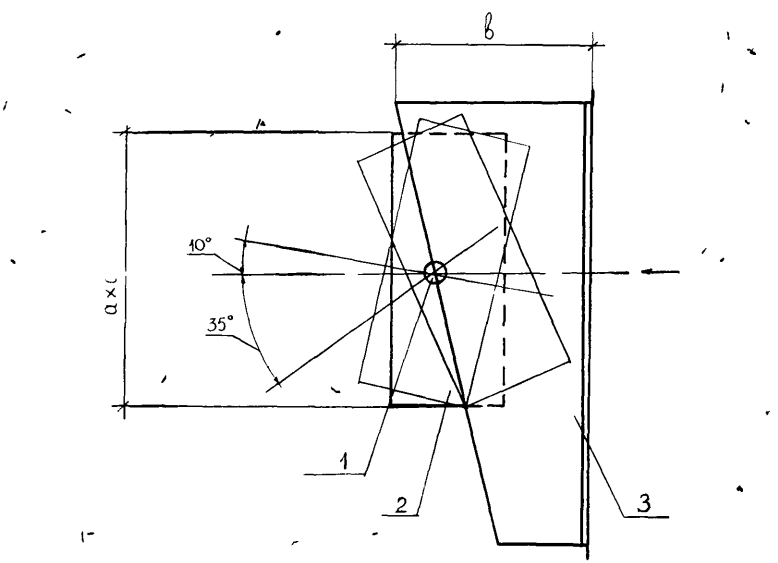


Рис. IV.18. Схема воздухораспределителя ВСП: 1 – шарнирное устройство; 2 – поворотный насадок; – неподвижный патрубок

Воздухораспределитель ВСП состоит из неподвижного прямоугольного патрубка 3 (рис. IV.18) с фланцем для присоединения к приточному воздуховоду и поворотного насадка 2, имеющего возможность с помощью тяг и шарнирного устройства 1 поворачиваться на угол 10° вверх и на 35° вниз от горизонтали. Рекомендуемые скорости выпуска воздуха из воздухораспределителя 4–12 м/с, а коэффициенты затухания скорости, температуры и сопротивления насадка соответственно равны m = 5,7, n = 3,8, ζ = 1,25. Расстояние между воздухораспределителями в плане при установке в ряд не должно превышать трех высот помещения. Характеристика воздухораспределителей ВСП дана в табл. IV.27.

Таблица IV.27. Характеристика воздухораспределителей серии ВСП (рис. IV.18)

Типоразмер	Размеры, мм		Площадь выпускного патрубка, F_0, м²
	a × a	в	
ВСП-1	500×500	280	0,25
ВСП-2	1000×1000	480	1,00

Воздухораспределитель ВПК представляет собой усеченный воздуховод переменного сечения длиною от 4 до 32 м, в нижней части которого имеются отверстия для выхода воздуха (рис. IV.19). Наибольший диаметр воздуховода 800 мм, наименьший – 280 мм. Воздухораспределитель устанавливается в верхней зоне помещения и образует плоскую прямоточную струю. Рекомендуемые скорости выпуска воздуха из отверстий от 4 до 8 м/с. Характеристика воздухораспределителей ВПК приведена в табл. IV.28.

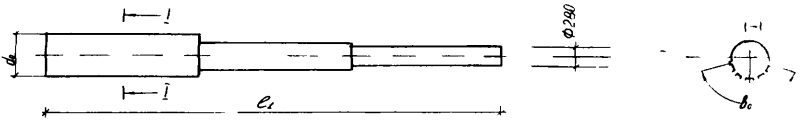


Рис. IV.19. Схема воздухораспределителя ВПК

Воздухораспределители НРВ состоят из цилиндрического корпуса с присоединительным фланцем и двух или четырех радиально расположенных прямоугольных патрубков, снабженных регулируемыми решетками типа РР (рис. IV.20). Это позволяет регулировать на-

Таблица IV.28. Характеристика перфорированных круглых воздухораспределителей серии ВПК (рис.IV.19)

Тип, марка	Размеры, м			Коэффициенты		Площадь живого сечения F_0, м^2	Рекомендуемые расходы воздуха L_0, м^3/ч
	d_0	δ_0	l	m	n		
ВПК-1 №8	0,40	0,54	8	0,22	0,20	0,21	3020-6040
ВПК-1 № 10	0,45	0,57	10	0,21	0,19	0,26	3740-7480
ВПК-1 № 12	0,45	0,60	12	0,21	0,19	0,31	4460-8920
ВПК-1 № 14	0,50	0,62	14	0,20	0,18	0,36	5180-10360
ВПК-1 № 16	0,50	0,64	16	0,20	0,18	0,42	6050-12100
ВПК-1 № 18	0,63	0,68	18	0,19	0,18	0,47	6760-13520
ВПК-1 № 20	0,63	0,71	20	0,19	0,17	0,52	7500-15000
ВПК-1 № 22	0,63	0,74	22	0,18	0,17	0,57	8200-16400
ВПК-1 № 24	0,63	0,76	24	0,18	0,17	0,63	9050-18100
ВПК-1 № 26	0,71	0,79	26	0,18	0,16	0,68	9800-19600
ВПК-1 № 28	0,71	0,81	28	0,18	0,16	0,73	10500-21000
ВПК-1 № 30	0,80	0,84	30	0,17	0,16	0,78	11200-22400
ВПК-2 № 8	0,50	0,63	8	0,27	0,25	0,36	5180-10360
ВПК-2 № 10	0,63	0,71	10	0,26	0,23	0,47	6760-13520
ВПК-2 № 12	0,63	0,75	12	0,25	0,23	0,57	8200-16400
ВПК-2 № 14	0,63	0,81	14	0,24	0,22	0,68	9800-19600
ВПК-2 № 16	0,80	0,86	16	0,23	0,21	0,78	11200-22400

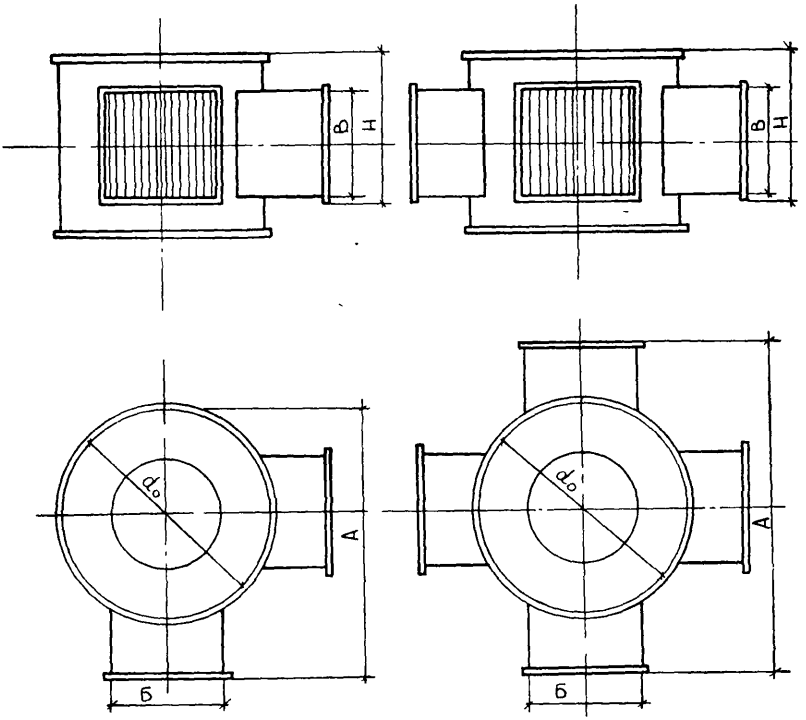


Рис. IV.20. Схема воздухораспределителя НРВ

правление струй в вертикальной плоскости от горизонтальной до 30° вверх и до 45° вниз. Воздухораспределители НРВ устанавливают, как правило, у несущих колонн или у капитальных стен на отметке не более 4 м. Воздухораспределители НРВ могут быть использованы как для воздушного отопления, так и для охлаждения воздуха помещения. Конструктивный ряд воздухораспределителей серии НРВ включает двух- и четырехсторонние насадки с подводом воздуха сверху или снизу (табл. IV.29). Рекомендуемые скорости выпуска воздуха лежат в пределах 5-11 м/с, а коэффициенты затухания скорости, температуры и сопротивления насадка равны: $m = 2$, $n = 1{,}4$, $\zeta = 3$.

При расчете воздухораспределения получила распространение прямая задача, когда по известным расходу воздуха L, площади воздухораспределителя F_0, скорости v_0 и температуре воздуха t_0 на выходе из воздухораспределителя и высоте установки воздухораспределителя $h_в$ определяют подвижность v_x и избыточную температуру воздуха Δt_x на расстоянии x от воздуховыпускного отверстия и сравнивают их с экстремальными значениями.

Таблица IV.29. Характеристика приколонных воздухораспределителей серии НРВ (рис. IV.20)

Типоразмер	Размеры, мм					Площадь выпускных патрубков F_o, м^2	Рекомендуемые расходы воздуха L_o, м^3/ч
	d_o	Н	А	Б	В		
НРВ-1	280	300	400	232	200	0,032 x 2	1000-1800
НРВ-2	355	478	515	200	400	0,056 x 2	2200-4300
НРВ-3	630	478	830	432	400	0,112 x 2	4800-10000
НРВ-4	710	678	910	432	600	0,168 x 2	7200-14500
НРВ-5	900	685	1250	664	600	0,252 x 2	12700-18200
НРВ-6	1250	689	1650	896	600	0,336 x 2	18200-26100
НРВ-7	400	278	600	232	200	0,028 x 4	2000-3600
НРВ-8	500	478	800	200	400	0,056 x 4	4400-8600
НРВ-9	710	478	1110	432	400	0,112 x 4	9600-20000
НРВ-10	1000	685	1400	432	600	0,168 x 4	14000-29000

Задача № 33. В производственном помещении с недостатками теплоты рассчитать для холодного периода года раздачу воздуха с помощью воздухораспределителей ВСП. Рабочая зона омывается обратным потоком воздуха.

Исходные данные (табл. IV.30): общий расход подаваемого воздуха $L_{общ}$, м^3/ч; размеры помещения, м: длина $l_п$, ширина $B_п$, высота $H_п$; количество воздухораспределителей (струй) $n_в$; температура воздуха, °С, в рабочей зоне минимально допустимая $t_{р.з}$, максимально допустимая t_{max} и на выходе из воздухораспределителя t_o; подвижность воздуха в рабочей зоне $v_{р.з}$, м/с; коэффициент перехода к максимальной подвижности воздуха в рабочей зоне к; поправочные коэффициенты $K_с = K_{ст} = K_в = K_{вп} = K_н = K_{нт} = 1$; коэффициенты затухания скорости $m = 5,7$.

Решение. 1. Определяем ширину помещения В, м, приходящуюся на один воздухораспределитель:

$$B = B_п / n_в. \qquad (IV.125)$$

2. Находим площадь поперечного сечения помещения $F_п$, м^2, приходящуюся на один воздухораспределитель:

$$F_п = BH_п \qquad (IV.126)$$

3. Рассчитываем максимальную допустимую скорость воздуха в обратном потоке $v_{обр}^{max}$, м/с, по (IV.119).

Таблица IV.30. Исходные данные для расчета раздачи воздуха воздухораспределителями ВСП к задаче № 33

№ варианта	Общий расход воздуха $L_{общ}$, м³/ч	Размеры помещения, м			Количество струй $n_в$	Температура воздуха в рабочей зоне, °С			Подвижность воздуха в рабочей зоне $v_{р.з}$, м/с	Коэффициент перехода к максимальной скорости к
		длина $l_п$	ширина $B_п$	высота $H_п$		минимально допустимая, $t_{р.з}$	максимально допустимая, t_{max}	на выходе из насадка, t_0		
1	4000	25	9	6,0	1	19	25	34,3	0,2	1,3
2	5250	25	9	6,5	1	17	23	31,7	0,3	1,8
3	6500	30	9	7,0	1	15	21	28,7	0,4	1,8
4	7750	30	9	7,5	1	13	19	25,9	0,5	1,8
5	9000	30	9	8,0	1	19	25	32,0	0,2	1,3
6	10250	36	12	8,5	1	17	23	30,1	0,3	1,8
7	11500	30	12	6,0	1	15	21	27,6	0,4	1,8
8	12750	30	12	6,5	1	13	19	25,1	0,5	1,8
9	14000	25	12	7,0	1	19	25	32,6	0,2	1,3
10	15250	36	12	7,5	1	17	23	30,4	0,3	1,8
11	16500	30	18	8,0	2	15	21	28,0	0,4	1,8
12	17750	30	18	8,5	2	13	19	25,6	0,5	1,8
13	19000	24	18	6,0	2	19	25	31,5	0,2	1,3
14	20250	30	18	6,5	2	17	23	29,8	0,3	1,8
15	21500	30	18	7,0	2	15	21	27,3	0,4	1,8
16	22750	30	18	7,5	2	13	19	25,0	0,5	1,8
17	24000	24	18	8,0	2	19	25	32,3	0,2	1,3
18	25250	30	18	8,5	2	17	23	30,1	0,3	1,8
19	26500	24	12	6,0	2	15	21	27,9	0,4	1,8
20	27750	24	12	6,5	2	13	19	25,7	0,5	1,8
21	28000	18	9	7,0	2	19	25	31,9	0,2	1,3
22	22500	20	9	7,5	1	17	23	31,7	0,3	1,8
23	17000	30	9	8,0	1	15	21	32,2	0,4	1,8
24	11500	24	9	8,5	1	13	19	35,2	0,5	1,8
25	11000	24	9	6,0	1	19	25	42,0	0,2	1,3
26	15500	30	12	6,5	1	17	23	31,1	0,3	1,8
27	10000	24	12	7,0	1	15	21	33,0	0,4	1,8
28	14500	36	12	7,5	1	13	19	23,0	0,5	1,8
29	9000	36	12	8,0	1	19	25	31,6	0,2	1,3
30	35000	36	12	8,5	1	17	23	40,8	0,3	1,8

4. Определяем расход воздуха L, м^3/ч, проходящего через один воздухораспределитель:

$$L = L_{общ} / n_в . \qquad (IV.127)$$

5. Находим с помощью формулы (IV.115) и замены $v_0 = L/(3600 F_0')$ расчетную площадь воздухораспределителя F_0', м^2:

$$F_0' = 0{,}44 \cdot 10^{-7} (L / v_{обр}^{max})^2 / F_п . \qquad (IV.128)$$

6. По табл. IV.27 выбираем в зависимости от F_0' типоразмер воздухораспределителя с площадью F_0, м^2, обычно большей, чем F_0'.

7. Уточняем действительную скорость воздуха в обратном потоке $v_{обр}^{д}$, м/с:

$$v_{обр}^{д} = v_{обр}^{max} \sqrt{F_0' / F_0} . \qquad (IV.129)$$

8. Находим по формуле (IV.116) перепад температур воздуха $\Delta t_{обр}$, °С, в обратном потоке, принимая $\Delta t = t_0 - t_{в.з}$. Температура воздуха в верхней зоне помещения $t_{в.з}$, где установлен воздухораспределитель, согласно [11] равна:

$$t_{в.з} = t_{р.з} + 3. \qquad (IV.130)$$

9. Сравниваем $\Delta t_{обр}$ с допустимым перепадом температур $\Delta t_д$, определяемой зависимостью (IV.120).

10. Вычисляем длину действия приточной струи l, м:

$$l = (0{,}5 - 0{,}7) m \sqrt{F_п} \leq l_п . \qquad (IV.131)$$

Пример № 33. Дано: общий расход воздуха $L_{общ} = 12\,750$ м^3/ч; размеры помещения: $l_п = 30$ м, $B_п = 12$ м, $H_п = 6{,}5$ м; воздухораспределитель один $n_в = 1$; температура воздуха $t_{р.з} = 13$°С, $t_{max} = 19$°С, $t_0 = 25{,}1$°С; подвижность воздуха $v_{р.з} = 0{,}5$ м/с; коэффициенты $k = 1{,}8$; $m = 5{,}7$.

Решение. 1. На воздухораспределитель приходится $B = B_п = 12$ м ширины помещения.

2. Воздухораспределителем обслуживается площадь поперечного сечения помещения, равная

$$F_п = 12 \cdot 6{,}5 = 78 \text{ м}^2.$$

3. Максимальная скорость воздуха в обратном потоке по (IV.119):

$$v_{обр}^{max} = 1{,}8 \cdot 0{,}5 = 0{,}9 \text{ м/с}.$$

4. Через воздухораспределитель подается расход воздуха в количестве

$$L = L_{общ} = 12\,750 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

5. Расчетная площадь воздухораспределителя по (IV.128) равна:

$F_0' = 0{,}44 \cdot 10^{-7} (12\,750/0{,}9)^2/78 = 0{,}113$ м^2.

6. Принимаем (см. табл. IV.27) к установке воздухораспределитель ВСП-1 с $F_0 = 0{,}25$ м^2.

7. Уточняем действительную скорость воздуха по (IV.129):

$$v_{обр}^{g} = 0{,}9\sqrt{0{,}113/0{,}25} = 0{,}41 < 0{,}9 \text{ м/с} = v_{обр}^{max}.$$

8. Температура воздуха в верхней зоне помещения согласно (IV.130) равна:

$$t_{в.з} = 13 + 3 = 16^{\circ}\text{C},$$

а избыточная температура в обратном потоке (IV.116) –

$$\Delta t_{в.з} = 1{,}4(19 - 16)\sqrt{0{,}25/78} = 0{,}24^{\circ}\text{C}.$$

9. Сравниваем полученное значение $\Delta t_{обр}$ с перепадом температур в обратном потоке по (IV.120):

$$0{,}24^{\circ}\text{C} < 0{,}8(19 - 13) = 4{,}8^{\circ}\text{C}.$$

10. Длина действия приточной струи согласно (IV.131) равна:

$$l = 0{,}6 \cdot 5{,}7 \cdot \sqrt{78} = 30{,}2 \text{ м} \approx 30 \text{ м}.$$

Задание для научно-исследовательской работы:

Определить по формулам (IV.111) и (IV.112) скорость и избыточную температуру воздуха в прямом потоке струи и сравнить полученные значения с соответствующими значениями, допустимыми в помещении, и обратном потоке струи.

Программа расчета на ЭВМ воздухораспределения ВСП приведена в прил. XV.

Задача № 34. В производственном помещении с недостатками теплоты рассчитать для холодного периода года раздачу воздуха с помощью воздухораспределителей ВПК.

Исходные данные: общий расход воздуха $L_{общ}$, м^3/ч, размеры помещения, м; длина $l_п$, ширина $B_п$, высота $H_п$; температура воздуха, $^{\circ}$C, в рабочей зоне $t_{р.з}$, максимально допустимая t_{max}, на выходе из воздухораспределителя t_0; подвижность воздуха в рабочей зоне $v_{р.з}$, м/с, а также коэффициент k перехода к максимальной скорости воздуха в рабочей зоне заданы условиями задачи № 33 (см. табл. IV.30). Высота установки воздухораспределителей $h_в$, м, и количество воздухораспределителей по ширине помещения даны в табл. IV.31. Коэффициенты $k_с = 1$, $k_{ст} = 1$, $k_{вп} = 1$. Коэффициенты затухания скорости m и температуры n даны в табл. IV.28.

Порядок расчета. 1. Определяем по (IV.127) количество воздуха L, м^3/ч, приходящееся на один воздухораспределитель.

Таблица IV.31. Исходные данные для расчета раздачи воздуха воздухораспределителями ВПК к задаче № 34

№ варианта	Высота установки $h_в$, м	Количество воздухораспределителей $n_в$, шт	№ варианта	Высота установки $h_в$, м	Количество воздухораспределителей $n_в$, шт	№ варианта	Высота установки $h_в$, м	Количество воздухораспределителей $n_в$, шт
1	5,0	1	11	7,0	3	21	6,0	1
2	5,5	1	12	7,5	3	22	6,5	1
3	6,0	1	13	5,0	3	23	7,0	1
4	6,5	1	14	5,5	3	24	7,5	1
5	7,0	1	15	6,0	3	25	5,0	1
6	7,5	2	16	6,5	3	26	5,5	2
7	5,0	2	17	7,0	3	27	6,0	2
8	5,5	2	18	7,5	3	28	6,5	2
9	6,0	2	19	5,0	2	29	7,0	2
10	6,5	2	20	5,5	2	30	7,5	2

По табл. IV.28 в зависимости от L и $l_п$ выбираем марку воздухораспределителя с F_0, м^2; $в_0$, м; m, n.

3. Находим скорость v_0, м/с, в живом сечении воздухораспределителя по формуле

$$v_0 = L/(3600F_0). \qquad (IV.132)$$

4. По зависимости (IV.113) находим скорость воздуха v_x при его входе в рабочую зону, принимая

$$x = h_в - h_{рз} = h_в - 2, \qquad (IV.133)$$

$к_в$ по табл. IV.32, $к_н$ по формуле [23]:

$$к_н = \sqrt[3]{1 - 0{,}67n\Delta t_0\sqrt{x^3}/(m^2v_0^2\sqrt{в_0})}. \qquad (IV.134)$$

Таблица IV.32. Величина коэффициента взаимодействия $к_в$ струй

Количество струй	$к_в$ при значении x/l_0						
	<9	10	12,5	15	20	30	40
2	1	1	1,13	1,2	1,3	1,4	1,45
3	1	1,2	1,4	1,45	1,51	1,65	1,7

Примечание: l_0 – расстояние между струями, принимаемое по конструктивным соображениям, м.

5. Сравниваем значение v_x с максимально допустимой скоростью v_x^{max} в рабочей зоне, определяемой зависимостью (IV.119). При $v_x > v_x^{max}$ принимают другую марку воздухораспределителей, изменяют их число или высоту установки.

6. Определяем по зависимости (IV.114) избыточную температуру Δt_x.

7. Сравниваем Δt_x с допустимым перепадом температур Δt_g по (IV.120), принимая $t_{min} = t_{p.з}$ для данной задачи.

Пример № 34. Дано: общий расход воздуха $L_{общ} = 12\,750$ м^3/ч, размеры помещения: длина $l_п = 30$ м, ширина $B_п = 12$ м; температура воздуха $t_{p.з} = 13^\circ$C, $t_{max} = 19^\circ$C, $t_o = 25{,}1^\circ$C; подвижность воздуха $v_{p.з} = 0{,}5$ м/с; воздухораспределителей $n_в = 2$, высота их установки $h_в = 5{,}5$ м; коэффициент $k = 1{,}8$.

Решение. 1. Одним воздухораспределителем расход воздуха составляет

$$L = 12\,750/2 = 6375 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

2. По табл. IV.28 выбираем воздухораспределитель ВПК-1 №10 с $F_o = 0{,}26$ м^2, $\theta_o = 0{,}57$ м, $m = 0{,}21$, $n = 0{,}19$.

3. Скорость в живом сечении воздухораспределителя по (IV.132) равна:

$$v_o = 6375/(3600 \cdot 0{,}26) = 6{,}81 \text{ м/с}.$$

4. Для определения скорости v_x находим: по (IV.133) $x = 5{,}5 - 2 = 3{,}5$ м; по табл. IV.32 при $l_o = 6$ м и $x/l_o = 0{,}58$; $k_\theta = 1$; по формуле (IV.134)

$$k_н = \sqrt[3]{1 - 0{,}067 \cdot 0{,}19 \cdot 12{,}1\sqrt{3{,}5^3}/(0{,}21^2 \cdot 6{,}81^2\sqrt{0{,}57})} = 0{,}7.$$

Скорость воздуха при входе в рабочую зону согласно (IV.113) равна:

$$v_x = 6{,}81 \cdot 0{,}21\sqrt{0{,}57} \cdot 0{,}7/\sqrt{3{,}5} = 0{,}4 \text{ м/с}.$$

5. Сравниваем скорость v_x с максимально допустимой скоростью, рассчитанной по (IV.120):

$$v_g = 1{,}8 \cdot 0{,}5 = 0{,}9 > 0{,}4 \text{ м/с}.$$

6. По (IV.114) находим избыточную температуру Δt_x, принимая согласно [11] $k_{нт} = 1/k_н = 1{,}43$,

$$\Delta t_x = (25{,}1 - 13)\,0{,}19\sqrt{0{,}57} \cdot 1{,}43/\sqrt{3{,}5} = 1{,}4^\circ\text{C}.$$

7. Сравниваем Δt_x с допустимым перепадом температур Δt_g, рассчитанным по (IV.121):

$$1{,}4^\circ\text{C} < 0{,}8\,(19 - 13) = 4{,}8^\circ\text{C}.$$

Программа расчета на ЭВМ воздухораспределения приведена в прил. XVI.

Задание для научно-исследовательской работы:

Рассчитать раздачу воздуха воздухораспределителями ВПК для холодного периода года в помещении с небольшими избытками теплоты, приняв температуры воздуха в рабочей зоне по табл. IV.33. Сравнить полученные скорость v_x и избыточную температуру Δt_x воздуха с аналогичными величинами ранее проведенного расчета и допустимыми значениями.

Таблица IV.33. Исходные данные для расчета воздухонагревателей НРВ к задаче № 35

№ варианта	Расход воздуха $L_{общ}$, м³/ч	Температура воздуха на выходе из насадка t_0, °С	Нормируемая скорость движения воздуха $v_{рз}$, м/с	Коэффициент перехода к максимальной скорости воздуха к	Температура воздуха в рабочей зоне, °С		Расстояние x, м
					допустимая $t_{рз}$	оптимальная $t_{опт}$	
1	2	3	4	5	6	7	8
1	3000	22	0,2	1,6	25	23	10
2	3750	19	0,3	2,0	23	20	8
3	4500	16	0,4	2,0	21	19	8
4	5250	16	0,5	2,0	19	18	12
5	6000	21	0,2	1,6	25	23	13
6	6750	18	0,3	2,0	23	20	11
7	7500	18	0,4	2,0	21	19	15
8	8250	15	0,5	2,0	19	18	13
9	9000	20	0,2	1,6	25	23	16
10	9750	20	0,3	2,0	23	20	16
11	10500	17	0,4	2,0	21	19	15
12	11250	14	0,5	2,0	19	18	14
13	12000	22	0,2	1,6	25	23	16
14	12750	19	0,3	2,0	23	20	15
15	13500	16	0,4	2,0	21	19	11
16	14250	16	0,5	2,0	19	18	9
17	15000	21	0,2	1,6	25	23	18
18	15750	18	0,3	2,0	23	20	15
19	16500	18	0,4	2,0	21	19	15
20	17250	15	0,5	2,0	19	18	15

Окончание табл.IV.33

1	2	3	4	5	6	7	8
21	18000	20	0,2	1,6	25	23	18
22	13500	20	0,3	2,0	23	20	13
23	9000	17	0,4	2,0	21	19	12
24	4500	14	0,5	2,0	19	18	8
25	5000	22	0,2	2,0	25	23	10
26	10500	19	0,3	2,0	23	20	12
27	6000	16	0,4	2,0	21	19	9
28	11500	16	0,5	2,0	19	18	8
29	7000	21	0,2	2,0	25	23	11
30	2500	18	0,3	2,0	23	20	8

Задача № 35. В производственном помещении с небольшими избытками теплоты в холодный период года рассчитать раздачу воздухораспределителями НРВ.

Исходные данные (табл. IV.33): общий расход воздуха $L_{общ}$, $м^3/ч$; расстояние x, м, распространения струй; температура воздуха, °С, в рабочей зоне допустимая $t_{рз}$, на выходе из воздухораспределителя t_0, и оптимальная в рабочей зоне $t_{опт}$; подвижность воздуха в рабочей зоне $v_{рз}$, м/с; коэффициент перехода к максимальной скорости воздуха $к$. Коэффициенты $к_с = к_{ст} = к_в = к_{вп} = к_н = к_{нт} = 1$ для всех вариантов задач.

Порядок расчета. 1. Задаемся схемой и количеством воздухораспределителей $n_в$ (для всех вариантов принять $n_в = 1$), исходя из объемно-планировочных и технологических решений.

2. Находим по (IV.127) расход воздуха L, $м^3/ч$, на один воздухораспределитель.

3. По табл. IV.29 принимаем типоразмер воздухораспределителя с площадью выпускных отверстий F_0, $м^2$.

4. Определяем по (IV.132) скорость выхода воздуха v_0, м/с, из воздухораспределителя.

5. Находим геометрическую характеристику воздушного фонтана H, м, по формуле (IV.124), которая с учетом $m = 2$, $n = 1,4$ имеет вид:

$$H = 9,23\, v_0 \sqrt[4]{F_0} / \sqrt{\Delta t_0}. \qquad (IV.135)$$

6. Задаемся (см. рис. IV.17) максимально возможными расстояниями действия струи x, и углом наклона $\beta = 45°$ направляющих воздухораспределителей и определяем высоту $h_в$ установки насадка по формуле (IV.122), где $h_{оз} = 2$ м.

Если вычисляемое значение $h_в > 4$ м, то расчет по формуле

(IV.122) повторяют, постепенно уменьшая угол β, до тех пор, пока $h_в \leq 4$ м. Невыполнение условия $h_в \leq 4$ м даже при $\beta = 0$ требует применения других типоразмеров воздухораспределителей и их размещения.

7. Определяем по (IV.111) скорость воздуха v_x при входе струи в рабочую зону.

8. Проводим сравнение величины v_x с максимально допустимой скоростью v_x^{max}, рассчитанной по формуле (IV.119).

9. Определяем по (IV.112) перепад температуры воздуха Δt_x.

10. Сравниваем полученное значение Δt_x с максимально допустимым $\Delta t_д$, определенным зависимостью (IV.121).

Пример № 35. Дано: $L_{общ} = 8250$ м^3/ч; $t_{рз} = 19$°С, $t_{от} = 15$°С, $t_0 = 15$°С, $v_{рз} = 0{,}5$ м/с; $k = 2$; $x = 13$ м, $m = 2$, $n = 1{,}4$. Количество воздухораспределителей $n_в = 1$.

Определить типоразмер воздухораспределителя НРВ, высоту его установки и рассчитать подвижность v_x и перепад температуры Δt_x воздуха в рабочей зоне.

Решение. 1. Выбираем воздухораспределитель НРВ с двумя патрубками.

2. Расход воздуха через воздухораспределитель равен: $L = L_{общ} = 8250$ м^3/ч.

3. Принимаем к установке воздухораспределитель НРВ-3 с $F_0 = 0{,}112 \cdot 2$ м^2.

4. Определяем по формуле (IV.132) скорость выхода воздуха:

$$v_0 = 8250/(3600 \cdot 0{,}112 \cdot 2) = 10{,}2 \text{ м/с}.$$

5. Геометрическая характеристика воздушного фонтана по (IV.135) равна:

$$H = 9{,}23 \cdot 10{,}2 \sqrt[4]{0{,}112 \cdot 2} / \sqrt{19 - 15} = 32{,}4 \text{ м}.$$

6. Задаемся углом выпуска воздуха $\beta = 0$ и находим по формуле (IV.122) высоту установки воздухораспределителя:

$$h_в = 2 + 13\, tg\, 0 + 0{,}33 \cdot 13^3/(32{,}4 \cdot \cos^3 0) = 2{,}7 \text{ м},$$

что меньше 4 м.

7. По формуле (IV.111) определяем

$$v_x = 10{,}2 \cdot 2\sqrt{0{,}112 \cdot 2}/13 = 0{,}74 \text{ м/с}.$$

8. Сравниваем v_x с допустимым значением скорости, вычисленной по формуле (IV.119):

$$2 \cdot 0{,}5 = 1 \text{ м/с} > 0{,}74 \text{ м/с}.$$

9. По формуле (IV.112) находим избыточную температуру:

$$\Delta t_x = (19 - 15)\ 1{,}4\sqrt{0{,}112 \cdot 2}/13 = 0{,}2^{\circ}C.$$

10. Сравниваем Δt_x с допустимым значением, определяемым формулой (IV.121):

$$0{,}4\,(19 - 18) = 0{,}4^{\circ}C > 0{,}2^{\circ}C.$$

Программа расчета на ЭВМ воздухораспределения приведена в прил. XVII.

Задания для научно-исследовательской работы:

1. Построить и проанализировать траекторию оси струи приточного воздуха при максимальных углах наклона направляющих воздухораспределителя: $\beta = 45^{\circ}$ вниз и $\beta = 30^{\circ}$ вверх по горизонтали.

2. Рассчитать раздачу воздуха воздухораспределителем НРВ для холодного периода года в помещении с недостатками теплоты, приняв температуру воздуха в рабочей зоне по табл. IV.31 и заменив формулу (IV.122) на зависимость (IV.123). Сравнить полученные скорость v_x и избыточную температуру Δt_x воздуха с аналогичными величинами ранее проведенного расчета и допустимыми значениями.

IV.10. Расчет воздуховодов систем вентиляции

В системах вентиляции применяются воздуховоды из тонколистовой стали, асбестоцемента, шлакобетонных плит, пластических масс и бумаги в зависимости от назначения помещения и наличия в перемещаемом воздухе различных примесей. Воздуховоды применяют, как правило, круглого сечения, однако при соответствующем обосновании применяют и прямоугольные воздуховоды.

Для определения давления вентилятора, обеспечивающего расчетный расход воздуха по всем участкам вентиляционной сети, и размеров поперечного сечения воздуховодов производят аэродинамический расчет сети.

Общие потери давления в вентиляционной сети Δp, Па, определяют по формуле

$$\Delta p = \sum (R l \beta_ш + z), \qquad (IV.136)$$

где R – удельные потери давления на трение на расчетном участке сети, Па/м, определяемые в зависимости от скорости воздуха и диаметра воздуховода по табл. 12.37 [11] или номограмме рис. 6.4 [23]; l – длина участка воздуховода, м; $\beta_ш$ – поправочный коэффициент шероховатости стенок воздуховода, принимается по табл. IV.34; z – потери давления в местных сопротивлениях на расчетном участке сети, Па:

$$z = \sum \xi v^2 \rho / 2, \qquad (IV.137)$$

Таблица IV.34. Поправочный коэффициент $\beta_ш$, учитывающий шероховатость стенок воздуховода

Скорость движения воздуха, м/с	Материал воздуховодов систем вентиляции			
	шлакогипс	шлакобетон	кирпич	штукатурка по сетке
	Коэффициент $\beta_ш$			
0,4	1,08	1,11	1,25	1,48
0,8	1,13	1,19	1,40	1,69
1,0	1,18	1,23	1,46	1,77
1,2	1,19	1,25	1,50	1,84
1,4	1,20	1,28	1,55	1,90
1,6	1,22	1,31	1,58	1,95
1,8	1,24	1,33	1,62	2,00
2,0	1,25	1,35	1,65	2,04

здесь $\sum\xi$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений на расчетном участке сети воздуховодов, определяемых по табл. 12.18 - 12.48 [11], 6.1, 6.2, 6.4, 6.6 [23]; v - скорость воздуха в воздуховоде, м/с; ρ - плотность воздуха, перемещаемого по воздуховоду, кг/м^3 (см. прил. I).

Аэродинамический расчет вентиляционной системы состоит из расчета участков основного магистрального направления и увязки всех остальных участков (ответвлений) системы. Расчет систем механической вентиляции заканчивается подбором вентиляционного агрегата по известному общему объемному расходу воздуха и найденному значению потерь давления в основном магистральном направлении. Для систем вытяжной вентиляции с естественным побуждением расчет заканчивается соблюдением условия

$$\sum(Rl\beta_ш + z) = (0,9 - 0,95)\Delta p_e, \qquad (IV.138)$$

где Δp_e - естественное располагаемое давление, Па, определяемое по формуле

$$\Delta p_e = hg(\rho_н - \rho_в), \qquad (IV.139)$$

где h - высота воздушного столба от центра вытяжного отверстия до устья вытяжной шахты, м; $\rho_н$, $\rho_в$ - плотность воздуха соответственно наружного при температуре $t_н = 5^oC$ и внутреннего при нормируемой температуре для холодного периода года.

Задача № 36. Рассчитать воздуховоды системы вытяжной вентиляции с естественным побуждением, аксонометрическая схема которой дана на рис. IV.21, и сбалансировать аэродинамическое

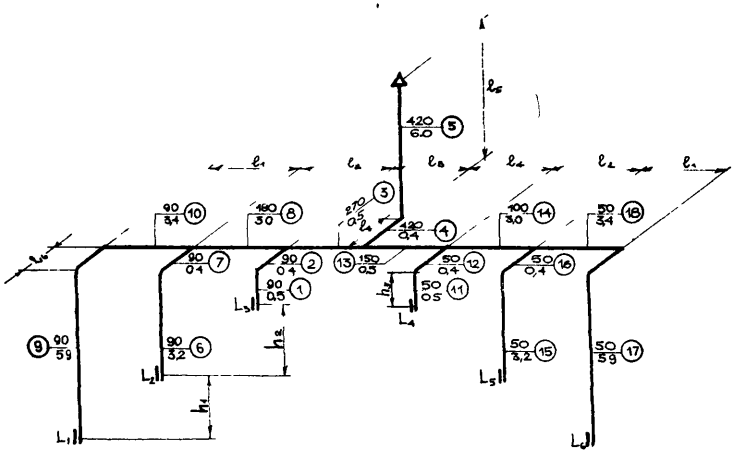


Рис. IV.21. Аксонометрическая схема вытяжной вентиляции с естественным побуждением

сопротивление системы с располагаемым естественным давлением.

Исходные данные: вертикальные каналы проложены в кирпичных стенах, сборные каналы выполнены из двойных гипсовых плит, вытяжная шахта изнутри оштукатурена по сетке. Расходы удаляемого воздуха и длины участков даны в табл. IV.35.

Порядок расчета. 1. Выбираем расчетное магистральное направление. Для естественной вытяжной системы вентиляции за магистральное направление принимают наиболее протяженную магистраль с минимальным естественным давлением.

2. Аксонометрическую схему разбиваем на участки. Участком считают отрезок воздуховода постоянного сечения с неизменным по его длине расходом воздуха. Нумерацию участков начинают с периферийных участков расчетной магистрали. Участки сети, не вошедшие в магистраль (ответвления), нумеруют после расчетной магистрали. На схеме в кружке у выносной черты проставляют номер участка, над чертой указывают расход перемещаемого на участке воздуха, $м^3/ч$, а под чертой – длину участка, м.

3. Определяем располагаемое естественное давление Δp_e, Па, для выбранного магистрального направления по формуле (IV.139).

4. При заданных объемах перемещаемого по участкам воздуха принимаем скорость его движения: в жалюзийных вытяжных решет-

Таблица IV.35. Исходные данные для расчета системы естественной вентиляции к задаче № 36

№ варианта	Расходы удаляемого воздуха, $м^3/ч$						Длины участков воздуховодов, м								
	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	h_1	h_2	h_3	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	90	90	90	50	50	50	2,7	2,7	0,5	3,0	3,0	0,5	0,4	6,0	0,4
2	75	75	75	60	60	60	3,0	3,0	0,5	3,0	2,5	0,5	0,6	5,5	0,4
3	85	85	85	65	65	65	2,5	2,5	0,7	2,0	0,5	1,0	1,0	6,5	0,4
4	60	60	60	60	60	60	2,7	2,7	0,6	2,0	1,0	1,0	1,0	6,0	0,4
5	50	50	50	50	50	50	3,0	3,0	0,8	2,0	1,0	1,5	1,0	5,5	0,5
6	80	74	96	65	65	60	2,7	2,7	0,5	3,0	1,5	1,0	1,5	6,0	0,5
7	85	85	60	65	96	74	2,7	2,7	0,5	2,0	0,8	1,5	0,8	6,0	0,5
8	50	50	50	60	60	60	2,5	2,5	0,5	2,0	1,0	1,0	1,0	7,0	0,4
9	70	70	70	50	50	50	2,8	2,8	0,6	2,0	1,0	1,0	1,5	5,5	0,4
10	50	50	50	90	90	90	3,0	3,0	0,8	2,0	1,0	1,0	0,5	5,0	0,4
11	75	60	70	60	60	60	2,5	2,5	0,5	1,5	1,0	1,0	1,0	7,5	0,5
12	75	75	60	75	75	60	3,0	3,0	0,5	1,5	1,5	1,0	1,5	6,5	0,5
13	90	90	60	60	60	60	2,5	2,5	0,7	2,0	0,8	1,5	0,8	7,0	0,5
14	50	50	90	60	70	60	2,7	2,7	0,6	2,0	1,0	1,0	1,0	6,0	0,5

Окончание табл. IV.35

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
15	90	75	85	60	50	80	2,5	2,5	0,5	3,0	0,5	0,5	1,0	7,5	0,4
16	85	50	70	50	75	75	3,0	3,0	0,5	3,0	1,0	1,0	0,5	5,5	0,4
17	90	50	90	85	90	90	2,8	2,8	0,5	2,0	0,5	0,5	1,0	6,5	0,4
18	75	85	60	50	75	85	2,5	2,5	0,7	2,0	1,5	1,5	1,0	6,0	0,4
19	50	70	50	60	75	90	2,7	2,7	0,6	2,0	0,5	1,0	1,0	7,0	0,4
20	50	75	50	85	70	75	2,9	2,9	0,8	3,0	1,0	1,0	1,0	5,5	0,5
21	90	75	85	60	50	96	2,6	2,6	0,5	2,0	1,0	1,0	1,5	6,5	0,5
22	60	50	70	50	70	60	2,5	2,5	0,5	1,5	1,5	1,0	0,8	7,5	0,5
23	60	90	85	70	90	60	3,0	3,0	0,5	2,8	1,0	0,8	1,0	5,5	0,5
24	50	50	85	70	85	85	2,8	2,8	0,6	1,5	1,5	1,5	1,5	6,0	0,4
25	50	60	65	60	50	65	2,9	2,9	0,8	3,0	0,5	0,5	0,5	7,0	0,4
26	65	60	50	90	60	75	2,6	2,6	0,5	3,0	1,0	1,0	1,0	7,5	0,4
27	60	60	60	50	85	50	2,5	2,5	0,5	1,5	1,5	1,0	1,5	6,0	0,4
28	60	50	70	70	60	90	3,0	3,0	0,7	1,0	0,5	1,0	0,8	5,5	0,5
29	50	70	50	60	65	60	2,7	2,7	0,8	1,5	1,5	1,5	1,0	6,5	0,5
30	50	65	96	60	50	90	2,5	2,5	0,5	2,0	0,5	0,8	1,0	7,0	0,5

ках 0,5 – 1 м/с; в воздуховодах верхнего этажа – 0,5 – 0,8 м/с; в воздуховодах нижнего этажа и сборных каналах – 0,8 – 1 м/с; в вытяжной шахте – 1 – 1,5 м/с.

5. По известному объему воздуха и принятой скорости определяем предварительно площадь жалюзийной решетки по формуле

$$F = L/(3600v), \qquad (IV.140)$$

где L – расчетный расход удаляемого через решетку воздуха, $м^3/ч$; v – рекомендуемая скорость движения воздуха, м/с, (см. п. 4).

6. По табл. IV.36 принимаем стандартную жалюзийную решетку, имеющую площадь живого сечения, близкую к полученной по формуле (IV.140).

Таблица IV.36. Размеры стандартных жалюзийных вентиляционных решеток

Тип и исполнение решетки	Размер решетки, мм	Площадь живого сечения $F_ф$, $м^2$	Коэффициент местного сопротивления
Р 150	150x150	0,0144	2,0
Р 200	200x200	0,0256	2,0
РР исполнение А и АГ	100x200	0,02	2,2
	100x400	0,04	2,2
	200x200	0,04	2,2
	200x400	0,08	2,2
	200x600	0,12	2,2
РР исполнение АБ и АГ	100x200	0,016	2,2
	100x400	0,032	2,2
	200x200	0,032	2,2
	200x400	0,064	2,2
	200x600	0,096	2,2

7. Определяем фактическую скорость движения воздуха $v_ф$, м/с, с учетом размеров выбранной стандартной жалюзийной решетки по формуле

$$v_ф = L/(3600 F_ф). \qquad (IV.141)$$

8. Определяем площадь сечения воздуховодов на участках сети по объему перемещаемого воздуха и принятой скорости его движения по формуле (IV.140).

9. По табл. IV.37, IV.38 принимаем размеры и площадь сече-

Таблица IV.37. Размеры и сечение каналов из кирпича

Размеры каналов		Площадь поперечного сечения каналов $F_к$, м^2	Размер каналов		Площадь поперечного сечения каналов $F_к$, м^2
в кирпичах	в мм		в кирпичах	в мм	
0,5 x 0,5	140 x 140	0,020	1 x 2,0	270 x 530	0,14
0,5 x 1,0	140 x 270	0,038	1,5 x 1,5	400 x 530	0,21
1 x 1,0	270 x 270	0,007	1,5 x 2,0	400 x 650	0,26
1 x 1,5	270 x 400	0,111	1,5 x 2,5	400 x 790	0,32

Таблица IV.38. Площадь поперечного сечения каналов, м^2, из шлакогипсовых или шлакобетонных плит

Высота канала, мм	Ширина канала, мм						
	150	250	350	450	550	650	750
220	0,033	0,055	0,077	0,096	0,121	0,143	0,165
320	0,048	0,080	0,112	0,144	0,176	0,208	0,240
420	0,063	0,105	0,147	0,189	0,231	0,273	0,325
520	0,078	0,130	0,182	0,234	0,286	0,338	0,390
620	0,093	0,155	0,217	0,279	0,341	0,402	0,465
720	0,108	0,180	0,257	0,324	0,396	0,467	0,540

ния $F_к$, м^2, воздуховода, имеющего площадь сечения, близкую к полученной по формуле (IV.140); уточняем скорость движения воздуха в воздуховоде по формуле

$$v_ф = L/(3600\,F_к). \qquad (IV.142)$$

10. Определяем эквивалентный диаметр воздуховода $d_э$, мм, на участках сети по формуле

$$d_э = 2\,ab/(a+b), \qquad (IV.143)$$

где a, b – размеры сторон воздуховода, мм.

11. По фактической скорости и эквивалентному диаметру из табл.12.17 [11] или из номограммы рис.6.4 [23] находим удельные потери давления на трение R, Па/м, и потери давления на трение по участкам магистрали с учетом поправочного коэффициента шероховатости стенок воздуховода $Rl\beta_ш$, Па.

12. Определяем сумму коэффициентов местных сопротивлений на каждом участке расчетной магистрали. На границе двух участков, разделенных тройником, коэффициент местного сопротивления следует относить к участку с меньшим расходом воздуха; если участки разделены переходом, то коэффициент местного сопротивления относят к участку с наибольшей скоростью.

13. Находим динамическое давление p_g, Па, по табл. 12.17 [11] или по формуле

$$p_g = v^2\rho/2 \qquad (IV.144)$$

14. Определяем потери давления в местных сопротивлениях z, Па по формуле (IV.137).

15. Находим общие потери давления в расчетной магистрали от вытяжной жалюзийной решетки верхнего этажа до выхода воздуха из шахты $\Sigma(Rl\beta_ш + z)$, Па.

16. Сравниваем полученные общие потери давления $\Sigma(Rl\beta_ш + z)$ с располагаемым естественным давлением Δp_e [см. формулу (IV.139)], при этом должно соблюдаться условие (IV.138). Если условие (IV.138) не выполняется, то необходимо изменить на некоторых участках (лучше сборных) их сечение.

17. Производим увязку потерь давления в ответвлениях с потерями давления в расчетной магистрали. При этом потери давления в ответвлении должны быть равны потерям давления от места присоединения данного ответвления до конца расчетной магистрали, т.е. $\Sigma(Rl\beta_ш + z)_{отв} = \Sigma(Rl\beta_ш + z)_{маг}$. Размеры воздуховодов ответвлений считаются подобранными, если относительная невязка потерь не превышает 15%, т.е.

$$\frac{\Sigma(Rl\beta_ш + z)_{отв} - \Sigma(Rl\beta_ш + z)_{маг}}{\Sigma(Rl\beta_ш + z)_{маг}} 100\% \leq 15\% \qquad (IV.145)$$

Пример № 36. Рассчитать воздуховоды системы естественной вытяжной вентиляции трехэтажного жилого здания, аксонометрическая схема которой дана на рис. IV.21. Сбалансировать аэродинамическое сопротивление системы с располагаемым естественным давлением.

Исходные данные: вертикальные каналы проложены в кирпичных стенах, сборные каналы из двойных шлакогипсовых плит, вытяжная шахта изнутри оштукатурена по сетке. Расходы удаляемого воздуха и длины участков равны: $L_1 = 90$ м^3/ч, $L_2 = 90$ м^3/ч, $L_3 = 90$ м^3/ч, $L_4 = 50$ м^3/ч, $L_5 = 50$ м^3/ч, $L_6 = 50$ м^3/ч, $h_1 = 2{,}7$ м, $h_2 = 2{,}7$ м, $h_3 = 0{,}5$ м, $l_1 = 3{,}0$ м, $l_2 = 3{,}0$ м, $l_3 = 0{,}5$ м, $l_4 = 0{,}4$ м, $l_5 = 6{,}0$ м, $l_6 = 0{,}4$ м.

Решение. 1 Выбираем расчетное магистральное направление – участки 1, 2, 3, 4, 5 и нумеруем остальные участки.

2. Определяем располагаемое естественное давление Δp_e, Па, по формуле (IV.139), которое равно:

для помещений третьего этажа:

$$\Delta p_e^{III} = 6,5 \cdot 9,81 (1,27 - 1,2) = 4,46 \text{ Па};$$

для помещений второго этажа:

$$\Delta p_e^{II} = 9,2 \cdot 9,81 (1,27 - 1,2) = 6,32 \text{ Па};$$

для помещений первого этажа:

$$\Delta p_e^{I} = 11,9 \cdot 9,81 (1,27 - 1,2) = 8,17 \text{ Па}.$$

3. Принимаем скорость движения воздуха: в решетке щелевой типа Р = 0,6 м/с; на участках 1-3, 6-17 - 0,8 м/с; на участках 4-5 - 1 м/с.

4. Вычисляем по формуле (IV.140) предварительную площадь сечения

жалюзийной решетки на участках 1, 6, 9:

$$F = 90/(3600 \cdot 0,6) = 0,0417 \text{ м}^2$$

и на участках 11, 15, 17:

$$F = 50/(3600 \cdot 0,6) = 0,0232 \text{ м}^2;$$

каналов - на участках 1, 2, 6, 7, 9, 10:

$$F_1 = F_2 = F_6 = F_7 = F_9 = F_{10} = 90/(3600 \cdot 0,8) = 0,0313 \text{ м}^2;$$

на участках 4, 5:

$$F_4 = F_5 = 420/(3600 \cdot 1) = 0,117 \text{ м}^2;$$

на участке 3:

$$F_3 = 270/(3600 \cdot 0,8) = 0,0938 \text{ м}^2;$$

на участке 8:

$$F_8 = 180/(3600 \cdot 0,8) = 0,0625 \text{ м}^2;$$

на участках 11, 12, 15, 16, 17, 18:

$$F_{11} = F_{12} = F_{15} = F_{16} = F_{17} = F_{18} = 50/(3600 \cdot 0,8) = 0,0174 \text{ м}^2;$$

на участке 13:

$$F_{13} = 150/(3600 \cdot 0,8) = 0,0521 \text{ м}^2;$$

на участке 14:

$$F_{14} = 100/(3600 \cdot 0,8) = 0,0347 \text{ м}^2.$$

5. По табл. IV.36 на участках 1, 6, 9 принимаем по три стандартных щелевых регулирующих решетки типа Р 150 с суммарной

фактической площадью сечения $F_ф$ = 0,0432 м^2; на участках 11, 15, 17 - по две решетки Р 150 с суммарной фактической площадью сечения $F_ф$ = 0,0288 м^2.

6. По табл. IV.37 и IV.38 выбираем размеры воздуховодов (каналов) для перемещения воздуха, имеющих площадь сечения близкую к расчетной:

на участках 1, 6, 9 - канал из кирпича размером 140х270 мм и площадью сечения $F_к$ = 0,038 м^2;

на участках 2, 7, 10 - канал из шлакогипсовых плит размером 150х220 мм и площадью сечения $F_к$ = 0,033 м^2;

на участке 3 - канал из шлакогипсовых плит размером 150х х620 мм и площадью сечения $F_к$ = 0,093 м^2;

на участке 4 - канал из шлакогипсовых плит размером 150х х720 мм и площадью сечения $F_к$ = 0,108 м^2;

на участке 5 - канал из кирпича размером 270х400 мм и площадью сечения $F_к$ = 0,111 м^2;

на участке 8 - канал из шлакогипсовых плит размером 150х х420 мм и площадью сечения $F_к$ = 0,063 м^2;

на участках 11, 15, 17 - канал из кирпича размером 140х140 мм, и площадью сечения $F_к$ = 0,02 м^2;

на участках 12, 16, 18 - канал из шлакогипсовых плит размером 150х220 мм и площадью сечения $F_к$ = 0,033 м^2;

на участке 13 - канал из шлакогипсовых плит размером 150х х320 мм и площадью сечения $F_к$ = 0,048 м^2;

на участке 14 - канал из шлакогипсовых плит размером 150х х220 мм и площадью сечения $F_к$ = 0,033 м^2.

7. Определяем по формуле (IV.141) фактическую скорость в жалюзийных решетках:

участки 1, 6, 9:

$$v_{ф1} = v_{ф6} = v_{ф9} = 90/(3600 \cdot 0{,}432) = 0{,}58 \text{ м/с};$$

участки 11, 15, 17:

$$v_{ф11} = v_{ф15} = v_{ф17} = 50/(3600 \cdot 0{,}288) = 0{,}48 \text{ м/с}.$$

8. Находим по формуле (IV.142) фактическую скорость движения воздуха в каналах:

на участках 1, 6, 9:

$$v_{ф1} = v_{ф6} = v_{ф9} = 90/(3600 \cdot 0{,}038) = 0{,}66 \text{ м/с};$$

на участках 2, 7, 10:

$$v_{ф2} = v_{ф7} = v_{ф10} = 90/(3600 \cdot 0{,}033) = 0{,}76 \text{ м/с};$$

на участках 11, 15, 17:

$$v_{\varphi 11} = v_{\varphi 15} = v_{\varphi 17} = 50/(3600 \cdot 0{,}02) = 0{,}69 \text{ м/с};$$

на участках 12, 16, 18:

$$v_{12} = v_{16} = v_{18} = 50/(3600 \cdot 0{,}033) = 0{,}42 \text{ м/с};$$

на участке 3:

$$v_{\varphi 3} = 270/(3600 \cdot 0{,}093) = 0{,}8 \text{ м/с};$$

на участке 4:

$$v_{\varphi 4} = 420/(3600 \cdot 0{,}108) = 1{,}1 \text{ м/с};$$

на участке 5:

$$v_{\varphi 5} = 420/(3600 \cdot 0{,}111) = 1 \text{ м/с};$$

на участке 8:

$$v_{\varphi 8} = 180/(3600 \cdot 0{,}063) = 0{,}8 \text{ м/с};$$

на участке 13:

$$v_{\varphi 13} = 150/(3600 \cdot 0{,}048) = 0{,}87 \text{ м/с};$$

на участке 14:

$$v_{\varphi 14} = 100/(3600 \cdot 0{,}033) = 0{,}84 \text{ м/с}.$$

9. Вычисляем по формуле (IV.143) эквивалентный диаметр воздуховода на каждом участке:

$$d_{э1} = d_{э6} = d_{э9} = 2 \cdot 140 \cdot 270/(140 + 270) = 184 \text{ мм};$$

$$d_{э2} = d_{э7} = d_{э10} = 2 \cdot 150 \cdot 270/(150 + 220) = 178 \text{ мм};$$

$$d_{э3} = 2 \cdot 150 \cdot 620/(150 + 620) = 242 \text{ мм};$$

$$d_{э4} = 2 \cdot 150 \cdot 720/(150 + 720) = 248 \text{ мм};$$

$$d_{э5} = 2 \cdot 270 \cdot 400/(270 + 400) = 322 \text{ мм};$$

$$d_{э6} = 2 \cdot 150 \cdot 420/(150 + 420) = 221 \text{ мм};$$

$$d_{э11} = d_{э15} = d_{э17} = 2 \cdot 140 \cdot 140/(140 + 140) = 140 \text{ мм};$$

$$d_{э12} = d_{э16} = d_{э18} = 2 \cdot 150 \cdot 220/(150 + 220) = 178 \text{ мм};$$

$$d_{э13} = 2 \cdot 150 \cdot 320/(150 + 320) = 204 \text{ мм};$$

$$d_{э14} = 2 \cdot 150\ 220/(150 + 220) = 178 \text{ мм}.$$

10. По табл.12.17 [11] или по номограмме рис.6.4 [23] определяем удельные потери давления на трение R, Па/м, с учетом коэффициента шероховатости воздуховода $\beta_ш$ и потери давления на трение на участках $Rl\beta_ш$, Па; полученные данные заносим в табл.IV.39.

Таблица IV.39. Результаты расчета воздуховодов системы естественной вытяжной вентиляции (пример № 36)

№ участка	l, м	L, м³/ч	a × в, мм	F, м²	v, м/с	$d_э$, мм	R, Па/м	$\beta_ш$	Rl$\beta_ш$, Па	$\Sigma\xi$	P_g, Па	z, Па	Rl$\beta_ш$ + z, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Жалюзийная решетка		90	150x150	0,043	0,58	-	-	-	-	2,00	0,19	0,38	0,38
1	0,5	90	140x270	0,038	0,66	184	0,051	1,35	0,03	1,20	0,26	0,31	0,34
2	0,4	90	150x220	0,033	0,76	178	0,074	1,12	0,04	0,13	0,34	0,04	0,08
3	0,5	270	150x620	0,093	0,81	242	0,052	1,13	0,03	0,13	0,38	0,05	0,08
4	0,4	420	150x720	0,108	1,10	248	0,080	1,18	0,04	1,20	0,68	0,82	0,85
5	6,0	420	320x320	0,102	1,14	320	0,063	1,84	0,69	2,00	0,79	1,59	2,29
												Σ =	4,02

Невязка по формуле (IV.138) составит: $\frac{4,46-4,02}{4,46}100 = 9,9\%$, что находится в пределах допустимой величины.

Увязка ответвлений

Жалюзийная решетка		90	150x150	0,043	0,58	-	-	-	-	2,0	0,19	0,38	0,38
6	3,2	90	140x270	0,038	0,66	184	0,051	1,35	0,22	1,2	0,26	0,31	0,53
7	0,4	90	150x220	0,033	0,76	178	0,074	1,12	0,04	1,1	0,34	0,38	0,42
8	3,0	180	150x420	0,063	0,80	221	0,062	1,13	0,21	0,6	0,38	0,23	0,44
												Σ =	1,77

Располагаемое давление на участках 6, 7, 8: p расп.6,7,8 = $\Delta p_e^{II} - \Sigma(R\beta_ш l+z)_{3,4,5}$ = 6,32 - 3,22 = 3,10 Па.

Невязка: $\frac{3,10-1,77}{3,10}100 = 42,8\%$ (больше допустимой величины).

Дополнительное сопротивление p = (3,10 - 3,10·0,07) - 1,77 = 1,11 Па, вводится установкой шиберующего устройства на участке 7.

Продолжение табл.IV.39

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14

Расчет шиберующего устройства на участке 7

Коэффициент местного сопротивления шиберующего устройства $\xi = p/p_g = 1,11/0,34 = 3,23$.
Принимаем шиберующее устройство 117x146 мм, $\xi = 3,26$ (табл. 12.52 [11]).

Сопротивление с учетом шиберующего устройства: $\sum_{1}^{5}(R\beta_ш l + z) = 1,77 + 3,26 \cdot 0,34 = 2,89$ Па.

Невязка: $\frac{3,10 - 2,89}{3,10} 100 = 6,7\%$ (величина допустимая).

Жалюзийная решетка		90	150x150	0,043	0,58	-	-	-	-	2,0	0,19	0,38	0,38
9	5,9	90	140x270	0,038	0,66	184	0,051	1,35	0,41	1,2	0,26	0,31	0,72
10	3,4	90	150x220	0,033	0,76	178	0,074	1,13	0,29	2,2	0,34	0,76	1,05
													$\Sigma = 2,15$

Располагаемое давление на участках 9, 10:

$P_{расп.9,10} = \Delta p_e^{III} - \Sigma(R\beta_ш l + z)_{3,4,5,8} = 8,17 - 3,66 = 4,51$ Па.

Дополнительное сопротивление $p = (4,51 - 4,51 \cdot 0,1) - 2,15 = 1,91$ Па вводится путем установки шиберующего устройства на участке 10.

Коэффициент местного сопротивления шиберующего устройства $\xi = 1,91/0,34 = 5,56$.
Принимаем шиберующее устройство 107x134 мм, $\xi = 5,7$.

Сопротивление с учетом шиберующего устройства: $\sum_{9}^{10}(R\beta_ш l + z) = 2,15 + 5,7 \cdot 0,34 = 4,11$ Па.

Невязка: $\frac{4,51 - 4,11}{4,51} 100 = 8,9\%$ (величина допустимая).

Жалюзийная решетка:		50	150x150	0,028	0,48	-	-	-	-	2,0	0,14	0,28	0,28
11	0,5	50	140x140	0,020	0,69	140	0,085	1,36	0,06	1,2	0,28	0,34	0,40
12	0,4	50	150x220	0,033	0,42	178	0,025	1,10	0,01	-1,1	0,11	-0,12	-0,11
13	0,5	50	150x320	0,048	0,87	204	0,079	1,13	0,05	0,33	0,45	0,15	0,20
													$\Sigma = 0,77$

Продолжение табл.IV.39

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14

Располагаемое давление на участках 11, 12, 13

$P_{расп.11,12,13} = \Delta p_e^{III} - \Sigma(R\beta_ш l + z)_{4,5} = 4,46 - 3,14 = 1,32$ Па.

Невязка: $\frac{1,32 - 0,76}{1,32} 100 = 42\%$ (больше допустимой величины).

Дополнительное сопротивление $p = (1,32 - 1,32 \cdot 0,1) - 0,77 = 0,42$ Па вводится путем установки шиберующего устройства на участке 12. $\xi = 0,42/0,11 = 3,84$.

Принимаем шиберующее устройство 112x140 мм, $\xi = 4,3$.

Сопротивление с учетом шиберующего устройства $\sum_{11}^{13}(R\beta_ш l + z) = 0,77 + 4,3 \cdot 0,11 = 1,24$ Па.

Невязка: $\frac{1,32 - 1,24}{1,32} 100 = 6,1\%$ (допустимая величина).

Жалюзийная решетка		50	150x150	0,028	0,48	-	-	-	-	2,0	0,14	0,28	0,28
14	3,0	100	150x220	0,033	0,84	178	0,090	1,16	0,31	0,5	0,42	0,24	0,55
15	3,2	50	140x140	0,02	0,69	140	0,085	1,36	0,37	1,2	0,28	0,34	0,71
16	0,4	50	150x220	0,033	0,42	178	0,025	1,10	0,01	1,1	0,11	0,12	0,13
													$\Sigma = 1,67$

Располагаемое давление на участках 14, 15, 16

$P_{расп.14,15,16} = \Delta p_e^{III} - \Sigma(R\beta_ш l + z)_{4,5,13} = 6,32 - 3,34 = 2,98$ Па.

Невязка: $\frac{2,98 - 1,67}{2,98} 100 = 44,0\%$ (больше допустимой величины).

Дополнительное сопротивление $p = (2,98 - 2,98 \cdot 0,1) - 1,67 = 1,01$ Па вводится путем установки шиберующего устройства на участке 16, $\xi = 1,01/0,11 = 9,2$.

Принимаем шиберующее устройство 99x124 мм, $\xi = 9,21$.

Сопротивление с учетом шиберующего устройства $\sum_{14}^{16}(R\beta_ш l + z) = 1,67 + 9,21 \cdot 0,11 = 2,68$ Па.

Окончание табл. IV.39

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Невязка: $\frac{2,98 - 2,68}{2,98}$ 100 - 9,9% (допустимая величина).													
Жалюзийная решетка		50	150x150	0,028	0,48	-	-	-	-	2,0	0,14	0,28	0,28
17	5,9	50	140x140	0,02	0,69	140	0,085	1,36	0,682	1,2	0,28	0,34	1,02
18	3,4	50	150x220	0,033	0,42	178	0,025	1,10	0,084	2,2	0,11	0,24	0,34
												Σ =	1,64

Располагаемое давление на участках 17, 18:

$$p_{\text{расп.}17,18} = \Delta p_e^I - \Sigma (R\beta_ш l + z)_{4,5,13,14} = 8,17 - 3,89 = 4,28 \text{ Па}.$$

Дополнительное сопротивление $p = (4,28 - 4,28 \cdot 0,1) - 1,64 = 2,22$ Па вводится путем установки шиберующего устройства на участке 18, $\xi = 2,22/0,11 = 20,2$.

Принимаем шиберующее устройство 85x107 мм, $\xi = 21,26$.

Сопротивление с учетом шиберующего устройства $\sum_{17}^{18} (R\beta_ш l + z) = 1,64 + 21,26 \cdot 0,11 =$ = 3,98 Га.

Невязка: $\frac{4,28 - 3,98}{4,28}$ 100 = 7,1% (допустимая величина).

11. По формуле (IV.144) или табл. 12.17 [18] определяем динамическое давление $p_д$, Па. Результаты заносим в табл. IV.39.

12. Определяем сумму коэффициентов местных сопротивлений на каждом участке (табл. 12.18 - 12.48 [11]):

Участок 1:

решетка $\xi = 2$

колено прямоугольное $\xi = 1,2$

$\Sigma\xi_1 = 3,2$

Участок 2:

тройник под углом 90° на поворот

$L_o/L_c = 90/270 = 0,33$

$F_o/F_п = 0,033/0,063 = 0,52$ $\Sigma\xi_2 = 0,13$

Участок 3:

тройник под углом 90° на ответвление.

Находим оптимальную скорость $v'_c = 0,81$, $v_o/v_c = 0,81/1,1 = 0,74$.

Вычисляем коэффициент местного сопротивления по формуле

$$\xi_o = \left[\left(\frac{v_o}{v_c}\right)^2 - \left(\frac{v'_c}{v_c}\right)\right]^2 + 0,5\left(1 - \frac{v'_c}{v_c}\right);$$

$$\xi_o = \left[\left(\frac{0,81}{1,1}\right)^2 - \left(\frac{0,81}{1,1}\right)^2 + 0,5\left(1 - \frac{0,81}{1,1}\right) = 0,13;\ \Sigma\xi_3 = 0,13.\right.$$

Участок 4:

колено прямоугольное $\Sigma\xi_4 = 1,2.$

Участок 5:

вытяжная шахта с зонтом $\Sigma\xi_5 = 2,0$

Участок 6:

решетка $\xi = 2$

колено прямоугольное $\xi = 1,2$

$\Sigma\xi_6 = 3,2$

Участок 7:

тройник под углом 90° на поворот

$L_o/L_c = 90/180 = 0,5;$

$F_o/F_п = 0,033/0,033 = 1$ $\Sigma\xi_7 = 1,1.$

Участок 8:

тройник на проход

$L_o/L_c = 90/270 = 0,33;$

$F_o/F_п = 0,033/0,063 = 0,52$ $\Sigma\xi_8 = 0,6.$

Участок 9:

решетка $\xi = 2$

колено прямоугольное $\xi = 1,2$

$\Sigma\xi_9 = 3,2.$

Участок 10:

колено прямоугольное $\xi = 1,2$

тройник на проход

$L_o/L_c = 90/180 = 0,5;$
$F_o/F_п = 0,033/0,033 = 1$ $\quad \xi = 1$

Участок 11: $\quad \Sigma\xi_{10} = 2,2$

решетка $\quad \xi = 2$

колено прямоугольное $\quad \xi = 1,2$

$\Sigma\xi_{11} = 3,2$

Участок 12:

тройник под углом 90° на поворот

$L_o/L_c = 50/150 = 0,33;$

$F_o/F_п = 0,033/0,033 = 1;$ $\quad \Sigma\xi_{12} = -1,1.$

Участок 13:

тройник под углом 90° на ответвление

Оптимальная скорость $v_c' = 0,8$ м/с.

$$\xi_o = \left[\left(\frac{0,87}{1,1}\right)^2 + \left(\frac{0,8}{1,1}\right)^2\right] + 0,5\left(1 - \frac{0,8}{1,1}\right) = 0,332; \Sigma\xi_{13} = 0,33.$$

Участок 14:

тройник на проход

$L_o/L_c = 50/150 = 0,33;$

$F_o/F_п = 0,033/0,033 = 1;$ $\quad \Sigma\xi_{14} = 0,5.$

Участок 15:

решетка $\quad \xi = 2$

колено прямоугольное $\quad \xi = 1,2$

$\Sigma\xi_{15} = 3,2$

Участок 16:

тройник под углом 90° на поворот

$L_o/L_c = 50/100 = 0,5;$

$F_o/F_п = 0,033/0,033 = 1;$ $\quad \Sigma\xi_{16} = 1,1.$

Участок 17:

решетка $\quad \xi = 2$

колено прямоугольное $\quad \xi = 1,2$

$\Sigma\xi_{17} = 3,2.$

Участок 18:

колено прямоугольное $\quad \xi = 1,2$

тройник на проход

$L_o/L_c = 50/100 = 0,5;$

$F_o/F_п = 0,033/0,033 = 1$ $\quad \xi = 1$

$\Sigma\xi_{18} = 2,2$

13. Определяем по формуле (IV.37) потери давления в местных сопротивлениях z, Па. Результаты вычислений заносим в табл.IV.39.

14. Находим по формуле (IV. 36) общие потери давления на каждом участке расчетной магистрали от вытяжной жалюзийной решетки верхнего этажа до выхода воздуха из шахты. Производим увязку потерь давления в магистрали с располагаемым естественным

давлением и увязку потерь давления в магистрали и ответвлениях (см. табл. IV.39).

Задача № 37. Рассчитать сеть круглых воздуховодов из листовой стали вытяжной вентиляции с механическим побуждением, аксонометрическая схема которой приведена на рис. IV.22. Подобрать центробежный вентилятор типа В-ЦЧ-70. Количество перемещаемого воздуха и длины участков даны в табл. IV.40.

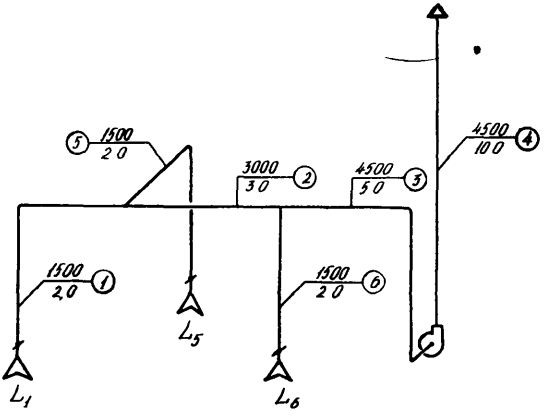


Рис. IV.22. Аксонометрическая схема вытяжной вентиляции с механическим побуждением

Таблица IV.40. Исходные данные для расчета воздуховодов вытяжной вентиляции к задаче № 37

№ варианта	Расходы воздуха, перемещаемого по участкам, $м^3/ч$			Длины участков, м					
	L_1	L_5	L_6	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	1500	1500	1500	2,0	3,0	5,0	10,0	2,0	2,0
2	2000	2000	1000	3,0	4,0	6,0	9,0	3,0	3,0
3	1000	1000	2000	2,5	3,0	3,0	9,5	3,0	2,5
4	2500	2500	2000	4,0	2,0	4,0	8,0	2,0	2,5
5	4000	4000	1000	2,0	3,0	2,5	4,0	2,0	3,0
6	3000	3000	2000	4,0	3,0	2,0	3,0	3,0	5,0

Окончание табл.IV.40

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
7	2000	2000	3000	6,0	3,0	4,0	2,5	2,0	2,0
8	4000	4000	3000	2,0	2,0	4,0	9,0	2,0	3,0
9	3000	3000	2000	3,0	3,0	6,0	10,0	2,0	2,0
10	3000	3000	3000	2,5	4,0	6,5	9,0	3,0	3,0
11	1000	1000	3000	4,0	2,8	6,8	8,0	3,0	2,5
12	2000	2000	5000	2,0	3,6	5,6	9,5	2,0	3,0
13	3000	3000	4000	5,0	5,0	10,0	8,5	3,0	5,0
14	1000	1000	5000	2,5	4,5	7,0	7,0	2,0	2,0
15	2000	2000	4000	3,5	3,8	7,3	10,0	2,0	3,0
16	5000	5000	1000	4,5	2,8	7,3	11,8	2,0	2,0
17	2000	4000	3000	1,5	3,6	5,1	6,6	3,0	2,5
18	3000	3000	5000	3,0	5,0	8,0	11,0	2,0	5,0
19	1000	1000	1000	2,0	4,5	6,5	8,5	2,5	3,0
20	3000	3000	2000	4,0	3,8	7,8	11,8	2,0	3,0
21	1000	1000	4000	2,8	2,0	4,8	7,6	3,0	3,0
22	4000	1000	3000	3,5	3,5	7,0	10,5	2,0	2,0
23	3000	2000	4000	2,0	2,8	4,8	8,5	2,0	2,5
24	2000	3000	2000	3,8	4,0	7,8	9,4	2,0	3,0
25	3000	1000	3000	4,5	2,0	6,5	7,6	2,5	3,0
26	2000	1000	2000	5,0	3,0	8,0	9,5	2,8	3,2
27	1000	2500	2500	3,6	1,5	5,0	10,2	4,5	3,8
28	1000	1000	2000	2,8	4,5	3,8	10,0	3,5	3,5
29	1000	1500	1500	4,0	3,5	2,5	8,8	4,0	3,0
30	1000	1000	1000	3,0	2,5	5,5	9,2	2,0	3,0

Порядок расчета. 1. Выбираем расчетное магистральное направление, имеющее наибольшую протяженность. При равной протяженности магистралей в качестве расчетной выбирают наиболее нагруженную магистраль.

2. Аксонометрическую схему разбиваем на участки. Нумерацию участков начинают с периферийных участков расчетной магистрали с меньшим расходом воздуха.

3. При заданных объемах перемещаемого на участках воздуха принимаем скорость его движения по табл.12.15 [11] или 6.9 [23].

4. По табл.12.17 [11] или номограмме рис.6.4 [23] по принятой скорости и расходу воздуха выбирают диаметры воздуховодов и удельные потери на трение R , Па/м, и потери на трение Rl, Па, для каждого участка.

5. Определяем на каждом участке по табл.12.18-12.48 [18], 6.1, 6.2, 6.4-6.6 [23] сумму коэффициентов местных сопротивлений.

6. По формуле (IV.144) или табл. 12.17 [11] для каждого участка сети воздуховодов определяем динамическое давление и рассчитываем по формуле (IV.137) потери давления в местных сопротивлениях z, Па.

7. Определяем общие потери давления ($Rl + z$), Па, на каждом участке расчетной магистрали и суммарные потери давления в магистрали $\sum(Rl + z)_{маг}$, Па. При наличии в системе вентиляции фильтра или другого вентиляционного оборудования общие потери давления в системе Δp, Па, определяются с учетом потерь давления в этом оборудовании Δp_o, Па, по формуле

$$\Delta p = \sum (Rl + z)_{маг} + \Delta p_o. \qquad (IV.146)$$

8. Производим увязку потерь давления в ответвлениях аналогично системам вентиляции с естественным побуждением (см. табл. IV.39). Увязка производится путем изменения диаметра ответвления или расчета диафрагм для погашения избытка давления (табл. 12.48 [11]).

9. Производим по прил. I [11] подбор вентиляционного агрегата, принимая производительность вентилятора $L_в$, м^3/ч, и его напор $\Delta P_в$, Па, с учетом коэффициентов запаса, по формулам

$$L_в = 1{,}1 L; \qquad (IV.147)$$

$$\Delta p_в = 1{,}1 \Delta p, \qquad (IV.148)$$

где L, Δp – соответственно расчетные производительность по воздуху, м^3/ч, и потери давления, Па, в системе.

Рабочий режим вентилятора рекомендуется выбирать так, чтобы коэффициент его действия отличался не более чем на 10% от максимального.

Пример № 37. Рассчитать сеть круглых воздуховодов из листовой стали вытяжной вентиляции с механическим побуждением, аксонометрическая схема которой приведена на рис. IV.22. Подобрать центробежный вентилятор типа В-Ц^{Ч}-70. Расходы удаляемого воздуха и длины участков равны: L_1 = 1500 м^3/ч, L_5 = 1500 м^3/ч, L_6 = 1500 м^3/ч; l_1 = 2,0 м, l_2 = 3,0 м, l_3 = 5,0 м, l_4 = 10,0 м, l_5 = 2,0 м, l_6 = 2,0 м.

Решение. 1. Выбираем расчетное магистральное направление. Его составляют участки 1, 2, 3, 4. Нумеруем ответвления (участки 5, 6).

2. Варьируя скоростью движения воздуха в воздуховодах от 5 до 8 м/с и зная его расходы по участкам по табл. 12.17 [11] или по номограмме рис. 6.4 [23], определяем стандартные диаметры воздуховодов d, мм, фактические скорости движения воздуха v, м/с, и удельные потери на трение Rl, Па/м. Полученные данные заносим в табл. IV.41.

3. Находим потери давления на трение Rl, Па, для каждого участка (табл. IV.41).

Таблица IV.41. Результаты аэродинамического расчета системы механической вытяжной вентиляции к примеру № 37

№ участка	L, м³/ч	l, м	d, мм	v, м/с	Потери давления на трение		P_g, Па	$\Sigma\xi$	z, Па	Rl + z, Па
					R, Па/м	Rl, Па				
1	1500	2,0	315	5,3	0,9	1,8	17,2	1,94	33,4	35,2
2	3000	3,0	450	5,2	0,6	1,8	16,8	0,73	12,3	14,1
3	4500	5,0	450	7,9	1,3	6,5	38,2	2,20	84,0	90,5
4	4500	10,0	450	7,9	1,3	13,0	38,2	1,69	64,6	77,6
									Σ =	217,4
				Увязка ответвлений						
5	1500	2,0	315	5,3	0,9	1,8	17,2	1,37	23,4	25,4

Невязка: $\frac{35,2-25,4}{35,2}100 = 27,9\%$ (величина больше допустимой).

Для погашения избытка давления на участке 5 рассчитываем диафрагму:
$P_{изб}$ 35,2 - 25,4 = 9,8 Па. P_g = 17,2 Па. $P_{изб}/P_g$ = 9,8/17,2 = 0,57.
Подбираем диафрагму 282 мм; ξ = 0,4 (табл. 12.51 [11])
Сопротивление на участке 5 с учетом диафрагмы $\Sigma(Rl + z)$ = 25,4 + 0,4 · 17,2 = 32,3 Па.

Невязка: $\frac{35,2 - 32,3}{35,2}100 = 8,2\%$.

6	1500	2,0	315	5,3	0,9	1,8	17,2	0,86	14,8	16,6

Невязка: $\frac{49,3 - 16,6}{49,3}100 = 66\%$ (величина больше допустимой).

Для погашения избытка давления на участке 6 рассчитываем диафрагму:
$P_{изб}$ 49,3 - 16,6 = 32,7 Па. P_g (17,2 Па. $P_{изб}/P_g$ = 32,7/17,2 = 1,9.
Подбираем диафрагму 247 мм, ξ = 1,77 (табл. 12.51 [11]).
Сопротивление на участке 6 с учетом диафрагмы $\Sigma(Rl + z)$ = 16,6 + 1,77 · 17,2 = 47,1 Па.

Невязка: $\frac{49,3 - 47,1}{49,3}100 = 4,5\%$.

4. По табл. 12.18 - 12.48 [11] определяем коэффициенты местных сопротивлений:

Участок 1:

зонт	$\zeta = 0,17$
дроссель-клапан	$\zeta = 0,04$
отвод круглый $\alpha = 90^{\circ}$, $R/d = 1,5$	$\zeta = 0,4$
тройник под углом 90° *на* вытяжке	$\zeta = 1,33$
$L_o/L_c = 1500/3000 = 0,5$;	
$F_o/F_п = 0,078/0,099 = 0,79$	$\sum \zeta_1 = 1,94$

Участок 2:

тройник под углом 90° *на* вытяжке

$L_o/L_c = 1500/4500 = 0,33$;

$F_o/F_п = 0,078/0,159 = 0,5$ $\quad \sum \zeta_2 = 0,73$

Участок 3:

два отвода круглых под углом 90°, $R/d = 1,5$	$\zeta = 2 \cdot 0,4 = 0,8$
диффузор конический на входе в вентилятор	$\zeta = 1,4$
	$\sum \zeta_3 = 2,2$

Участок 4:

диффузор за вентилятором	$\zeta = 0,39$
вытяжная шахта с зонтом	$\zeta = 1,3$
	$\sum \zeta_4 = 1,69$

Участок 5:

зонт	$\zeta = 0,17$
дроссель-клапан	$\zeta = 0,04$
отвод круглый под углом 90°	$\zeta = 0,4$
троиник под углом 90° на вытяжке	
$L_o/L_c = 1500/3000 = 0,5$;	
$F_o/F_п = 0,078/0,099 = 0,79$	$\zeta = 0,76$
	$\sum \zeta_5 = 1,37$

Участок 6:

зонт	$\zeta = 0,17$
дроссель-клапан	$\zeta = 0,04$
отвод круглый под углом 90°	$\zeta = 0,4$
троиник под углом 90° на вытяжке	$\zeta = 0,25$
$L_o/L_c = 1500/4500 = 0,33$;	
$F_o/F_п = 0,078/0,159 = 0,5$	$\sum \zeta_6 = 0,86$.

5. Определяем по табл. 12.17 [11] или по формуле (IV.144) динамическое давление воздуха на каждом участке и заносим полученные результаты в табл. IV.41.

6. По формуле (IV.137) находим потери давления в местных сопротивлениях и заносим полученные результаты в табл. IV.41.

7. Для каждого участка находим общие потери давления $Rl + z$ и суммарные потери в магистрали (участки 1, 2, 3, 4). Производим

увязку ответвлений вентиляционной сети путем подбора диафрагм (табл. 14.41) [11].

8. Производим подбор вентиляционного оборудования, используя зависимости (IV.147), (IV.148):

$$L_в = 1{,}1\ 4500 = 4950\ м^3/ч;$$
$$\Delta p_в = 1{,}1 \cdot 217{,}4 = 240\ Па.$$

Согласно прил. I [11] к установке принимаем вентагрегат А 5100-1 с вентилятором В-Ц4-70 № 5 с электродвигателем 4А80А6 установочной мощностью 0,75 кВт и частотой вращения 930 об/мин.

Задача № 38. Рассчитать систему приточной механической вентиляции (рис. IV.23) с раздачей воздуха в рабочую зону через воздухораспределители ВЭПш с коэффициентом местного сопротивления $\zeta = 16$. Подобрать вентилятор типа В-Ц4-70. Во всех вариантах принять сопротивление приточной камеры, включая узел воздухозабора, 300 Па. Количество перемещаемого воздуха и длины участков даны в табл. IV.42.

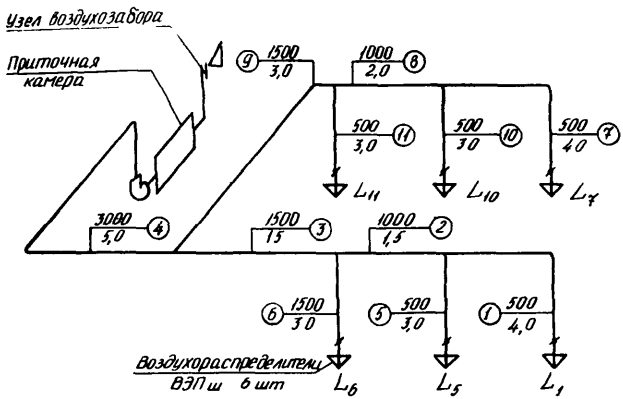


Рис. IV.23. Аксонометрическая схема приточной вентиляции с механическим побуждением

Порядок расчета. Расчет производим в последовательности, аналогичной решению задачи № 37.

Пример № 38. Рассчитать систему приточной механической вентиляции с раздачей воздуха в рабочую зону через воздухораспределители ВЭПш с коэффициентом местного сопротивления $\zeta = 16$. По-

Таблица IV.42. Исходные данные для расчета воздуховодов приточной системы вентиляции к задаче № 38

№ варианта	Расходы приточного воздуха по участкам, $м^3/ч$						Длины участков, м							
	L_1	L_5	L_6	L_7	L_{10}	L_{11}	l_1	l_2	l_3	l_4	l_7	l_8	l_9	$l_5 = l_6 = l_{10} = l_{11}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	500	500	500	500	500	500	4,0	1,5	1,5	5,0	4,0	2,0	3,0	3
2	625	625	625	625	625	625	5,0	2,5	2,5	6,0	4,0	2,0	3,0	3
3	750	750	750	750	750	750	7,0	3,5	3,5	8,0	4,0	5,0	3,0	3
4	875	875	875	875	875	875	7,5	4,0	4,0	9,0	7,0	4,0	3,0	3
5	1000	1000	1000	1000	1000	1000	8,0	5,5	5,5	8,5	4,0	5,0	3,0	3
6	1125	1125	1125	1125	1125	1125	8,5	6,5	6,5	9,0	4,0	6,3	3,0	3
7	1250	1250	1250	1250	1250	1250	9,0	2,5	2,5	9,5	4,0	5,0	4,0	4
8	1375	1375	1375	1375	1375	1375	14,0	8,0	8,0	10,0	4,7	7,5	4,0	4
9	1500	1500	1500	1500	1500	1500	14,5	6,0	6,0	10,5	5,0	6,0	4,0	4
10	1625	1625	1625	1625	1625	1625	15,0	6,5	6,5	11,0	6,0	6,5	4,0	4
11	1750	1750	1750	1750	1750	1750	16,5	7,0	7,0	11,5	6,0	7,0	3,5	4
12	1875	1875	1875	1875	1875	1875	17,5	7,5	7,5	10,0	5,2	6,6	3,0	4
13	2000	2000	2000	2000	2000	2000	18,5	8,0	8,0	12,5	8,0	8,0	4,0	4
14	2125	2125	2125	2125	2125	2125	19,0	8,0	8,0	13,0	6,0	8,0	4,0	3

Окончание табл. IV.42

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
15	2250	2250	2250	2250	2250	2250	19,0	8,0	9,0	13,5	5,0	8,0	4,2	3
16	2375	2375	2375	2375	2375	2375	21,0	8,5	8,5	14,0	8,0	8,5	4,2	3
17	2500	2500	2500	2500	2500	2500	22,0	9,0	9,0	14,5	12,0	9,0	4,2	3
18	2625	2625	2625	2625	2625	2625	23,0	9,5	9,5	15,0	12,0	10,0	4,0	3
19	2750	2750	2750	2750	2750	2750	22,0	10,0	10,0	15,0	8,0	6,0	4,2	3
20	2375	2375	2375	2375	875	2375	25,0	10,0	10,5	16,0	12,0	8,0	3,2	4
21	3000	3000	3000	3000	2000	2000	26,0	11,0	11,0	16,5	8,0	11,0	3,0	4
22	2250	2250	2250	2250	2250	2250	27,0	11,5	11,5	17,0	10,0	2,0	8,0	4
23	1500	1500	1500	1500	1500	1500	28,0	12,0	12,0	17,5	8,0	6,0	8,0	4
24	750	750	750	750	750	1250	26,0	12,0	12,0	18,0	20,0	6,0	3,2	4
25	835	835	835	835	840	1000	30,0	13,0	13,0	18,5	12,0	6,0	3,4	4
26	1750	1750	1750	1750	1750	1750	31,0	13,5	13,5	19,0	18,0	12,0	3,8	3
27	1000	1000	1000	1000	1000	1000	32,0	14,0	14,0	19,5	14,0	14,0	3,4	3
28	1917	1917	1917	1917	1900	1700	33,0	14,5	14,5	20,0	14,0	14,0	3,9	3
29	1167	1167	1167	1167	1167	1200	34,0	15,0	15,0	20,5	6,0	6,6	6,5	3
30	417	417	417	417	417	1200	35,0	15,5	8,0	20,0	18,0	13,0	3,8	3

добрать вентилятор типа В-Ц4-70. Приточная камера, включая узел воздухозабора, имеет сопротивление 300 Па. Расходы воздуха и длины участков равны: $L_1 = L_5 = L_6 = L_7 = L_{10} = L_{11} = 500$ м^3/ч; $l_1 = 4$ м; $l_2 = 1{,}5$ м; $l_3 = 1{,}5$ м; $l_4 = 5$ м; $l_7 = 4$ м; $l_8 = 2$ м; $l_9 = 3$ м; $l_5 = l_6 = l_{10} = l_{11} = 3$ м.

Решение. 1. Вычерчиваем аксонометрическую схему механической приточной вентиляции (см. рис. IV.23).

2. Выбираем расчетное магистральное направление (участки 1, 2, 3, 4).

3. Аксонометрическую схему разбиваем на участки.

4. Скорость движения воздуха на участках принимаем равной: $v_1 = 6$ м/с, $v_2 = 10$ м/с, $v_3 = 10$ м/с, $v_4 = 10$ м/с, $v_5 = 6$ м/с, $v_6 = 6$ м/с, $v_7 = 6$ м/с, $v_8 = 6$ м/с, $v_9 = 6$ м/с, $v_{10} = 6$ м/с, $v_{11} = 6$ м/с.

5. По табл. 12.17 [11] намечаем диаметры воздуховодов участков d, мм, и площадь их сечения F, м^2: на участке 1 – $d = 180$ мм; $F = 0{,}0254$ м^2; на участке 2 – $d = 225$ мм; $F = 0{,}0398$ м^2; на участках 3, 8 – $d = 250$ мм; $F = 0{,}049$ м^2; на участке 4 – $d = 355$ мм; $F = 0{,}099$ м^2; на участках 7, 10, 11 – $d = 180$ мм; $F = 0{,}0255$ м^2; на участках 5, 6 – $d = 200$ мм, $F = 0{,}0314$ м^2; на участке 9 – $d = 325$ мм; $F = 0{,}0829$ м^2.

6. Сопоставляем намеченные на участках диаметры воздуховодов с диаметрами унифицированных тройников (табл. 6.2 [23]) и окончательно принимаем их равными: на участке 1 – 180 мм; на участках 7, 10, 11 – 180 мм; участках 5, 6 – 250 мм; участках 3, 8 – 250 мм; участке 2 – 225 мм; участке 9 – 325 мм; участке 4 – 355 мм.

7. Рассчитываем по формуле (IV.141) фактическую скорость на участках:

$$v_{\phi_1} = 500/(3600 \cdot 0{,}0254) = 5{,}4 \text{ м/с};$$
$$v_{\phi_2} = 1000/(3600 \cdot 0{,}0398) = 7 \text{ м/с};$$
$$v_{\phi_3} = 1500/(3600 \cdot 0{,}049) = 8{,}5 \text{ м/с};$$
$$v_{\phi_4} = 3000/(3600 \cdot 0{,}099) = 8{,}4 \text{ м/с};$$
$$v_{\phi_7} = v_{\phi_{10}} = v_{\phi_{11}} = 500/(3600 \cdot 0{,}0255) = 5{,}5 \text{ м/с};$$
$$v_{\phi_8} = 1000/(3600 \cdot 0{,}049) = 5{,}7 \text{ м/с};$$
$$v_{\phi_9} = 1500/(3600 \cdot 0{,}0616) = 6{,}8 \text{ м/с};$$
$$v_{\phi_5} = v_{\phi_6} = 500/(3600 \cdot 0{,}0314) = 4{,}4 \text{ м/с}.$$

8. По фактической скорости и диаметру воздуховодов из номограммы рис. 6.4 [23] или табл. 12.17 [11] определяем удельные потери давления на трение R, Па/м, и потери давления Rl, Па, для каждого участка. Результаты заносим в табл. IV.43.

9. Определяем на каждом участке сумму коэффициентов местных сопротивлений по табл. 12.18–12.46 [11], 6.1, 6.2, 6.4–6.6 [23].

Таблица IV.43. Результаты аэродинамического расчета приточной вентиляции

№ участка	L, м³/ч	l, м	d, мм	v, м/с	Потери давления на трение: R, Па/м	Потери давления на трение: Rl, Па	P_g, Па	$\Sigma\zeta$	z, Па	Rl + z, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	500	4,0	180	5,4	2,2	8,7	17,8	16,34	290,8	299,5
2	1000	1,5	225	7,0	2,4	3,6	30,0	-0,10	-3,0	0,6
3	1500	1,5	250	8,5	3,0	4,5	44,2	-0,09	-4,2	0,3
4	3000	5,0	355	8,4	1,9	9,5	43,2	2,20	95,0	104,6
									Σ =	405,0
					Увязка ответвлений					
5	500	3,0	200	4,4	1,26	3,8	11,8	18,43	217,5	221,3

Невязка: $\frac{299,5 - 221,3}{299,5} 100 = 13,7\%$ (величина допустимая)

6	500	3,0	200	4,4	1,26	3,8	11,8	19,76	233,2	237,0

Невязка: $\frac{300,2 - 237,0}{300,2} 100 = 21\%$ (больше допустимой величины)

Для погашения избыточного давления на участке 6 рассчитываем диафрагму:

$P_{изб} = 300,2 - 237,0 = 63,2$ Па; $\zeta = 63,2/11,8 = 5,35$.

Подбираем диафрагму 142 мм; $\zeta = 3,83$ [11]

$\Sigma(Rl + z)_6 = 237,0 + 3,83\ 11,8 = 282,2$ Па.

Невязка: $\frac{300,2 - 282,2}{300,2} 100 = 6,0\%$ (величина допустимая)

Окончание табл. IV.43

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
7	500	4,0	180	5,5	2,0	8,0	18,5	16,43	303,9	311,9
8	1000	2,0	250	5,7	1,3	2,6	19,9	-0,09	-1,9	0,7
9	1500	3,0	325	5,0	0,9	2,6	15,3	1,96	30,1	32,7
									Σ =	345,2
10	500	3,0	180	5,5	2,0	6,0	18,5	17,74	328,3	334,3

Увязка давления между участками 7 и 10: $\frac{334,3 - 311,9}{334,3} 100 = 6,7\%$ (величина допустимая).

11	500	3,0	180	5,5	2,0	6,0	18,5	17,60	325,7	331,7

Невязка: $\frac{331,7 - 312,6}{331,7} 100 = 5,8\%$ (величина допустимая).

Увязка ответвления 7, 8, 9 с магистралью 1, 2, 3:

$\sum_{7}^{9} (Rl + z)_{7,8,9} = 311,9 + 0,7 + 32,7 = 345,2$ Па;

$\sum_{1}^{3} (Rl + z)_{1,2,3} = 299,6 + 0,6 + 0,3 = 300,5$ Па.

Невязка: $\frac{345,2 - 300,5}{345,2} 100 = 13\%$ (величина допустимая).

Участок 1:

воздухораспределитель типа ВЭПш $\xi = 16$

дроссель-клапан $\xi = 0,04$

отвод $\alpha = 90^{\circ}$, $R/d = 1,5$ $\xi = 0,4$

тройник под углом 90°

$F_o + F_п = 0,0255 + 0,0201 = 0,0456 > 0,0398 = F_c$

$v_o/v_c = 5,5/7 = 0,79$ $\xi_п = -0,1$

$\Sigma \xi_1 = 16,34$

Участок 2:

тройник под углом 90°

$F_o + F_п = 0,0255 + 0,0398 = 0,0653 > 0,049 = F_c$;

$v_o/v_c = 5,5/8,5 = 0,65$; $\xi_2 = -0,1$

Участок 3:

тройник под углом 90°

$F_o + F_п = 0,0616 + 0,049 = 0,111 > 0,099 = F_c$;

$v_o/v_c = 6,8/8,4 = 0,81$ $\xi_3 = -0,09$

Участок 4:

два отвода $\alpha = 90^{\circ}$, $R/d = 1,5$ $\xi = 2 \cdot 0,4 = 0,8$

диффузор на входе в вентилятор $\xi = 1,4$

$\Sigma \xi_4 = 2,2$

Участок 5:

воздухораспределитель типа ВЭПш $\xi = 16$

дроссель-клапан $\xi = 0,04$

тройник под углом 90°

$F_o + F_п = 0,0255 + 0,0201 = 0,0456 > 0,0398 = F_c$;

$v_o/v_c = 5,5/7 = 0,79$ $\xi = 2,39$

$\Sigma \xi_5 = 18,43$

Участок 6:

воздухораспределитель типа ВЭПш $\xi = 16$

дроссель-клапан $\xi = 0,04$

тройник под углом 90°

$F_o + F_п = 0,0255 + 0,0398 = 0,0653 > 0,049 = F_c$;

$v_o/v_c = 5,5/8,5 = 0,65$ $\xi = 3,72$

$\Sigma \xi_6 = 19,76$

Участок 7:

воздухораспределитель типа ВЭПш $\xi = 16$

дроссель-клапан $\xi = 0,04$

отвод $\alpha = 90^{\circ}$, $R/d = 1,5$ $\xi = 0,4$

тройник под углом 90°

$F_o + F_п = 0,0255 + 0,0255 = 0,051 > 0,049 = F_c$;

$v_o/v_c = 5,5/5,7 = 0,97$ $\xi_п = -0,01$

$\Sigma \xi_7 = 16,43$

Участок 8:

тройник под углом 90°

$F_o + F_п = 0{,}0255 + 0{,}049 = 0{,}0745 > 0{,}0616 = F_c$; $\xi_8 = -0{,}09$

Участок 9:

тройник под углом 90°

$F_o + F_п = 0{,}0616 + 0{,}049 = 0{,}111 > 0{,}099 = F_c$;

$v_o/v_c = 6{,}8/8{,}4 = 0{,}81$ $\xi = 1{,}56$

отвод под углом $\alpha = 90°$ $\xi = 0{,}4$

$\Sigma \xi_9 = 1{,}96$

Участок 10:

воздухораспределитель типа ВЭПш $\xi = 16$

дроссель-клапан $\xi = 0{,}04$

тройник под углом 90° $\xi = 1{,}70$

$F_o + F_п = 0{,}0255 + 0{,}0255 = 0{,}051 > 0{,}049 = F_c$;

$v_o/v_c = 5{,}5/5{,}7 = 0{,}97$ $\Sigma \xi_{10} = 17{,}74$

Участок 11:

воздухораспределитель типа ВЭПш $\xi = 16$

дроссель-клапан $\xi = 0{,}04$

тройник под углом 90°

$F_o + F_п = 0{,}0255 + 0{,}049 = 0{,}0745 > 0{,}0616 = F_c$;

$v_o/v_c = 5{,}5/6{,}8 = 0{,}81$ $\xi = 1{,}56$

$\Sigma \xi_{11} = 17{,}60$

10. По формуле (IV.144) или табл. 12.17 [13] определяем динамическое давление на каждом участке p_g, Па, а по формуле (IV.137) определяем потери давления в местных сопротивлениях z, Па. Результаты вычислений заносим в табл. IV.43.

11. Определяем общие потери давления $Rl + z$, Па, на каждом участке и в расчетной магистрали $\Sigma(Rl + z)$, Па. Результаты расчетов заносим в табл. IV.43.

12. Производим подбор вентилятора. Производительность вентилятора определяем по формуле (IV.147):

$$L_в = 3000 \cdot 1{,}1 = 3300 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

13. Определяем давление, создаваемое вентилятором, по формуле (IV.146):

$$\Delta p = 405 + 300 = 705 \text{ Па}$$

с учетом коэффициента запаса на неучтенные потери (по формуле IV.148)

$$\Delta p_в = 1{,}1 \cdot 705 = 776 \text{ Па}.$$

Согласно приложению I [11] к установке принимаем вентагрегат А 5095-2б с вентилятором ВЦ4-70 № 5 с электродвигателем 4А80В4 установочной мощностью 1,5 кВт и частотой вращения 1415 об/мин.

Глава V

РАСЧЕТ ОБОРУДОВАНИЯ И УСТРОЙСТВ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ

V.I. Воздухонагреватели

Воздухонагреватели предназначены для нагревания воздуха в системах вентиляции и кондиционирования воздуха с использованием в качестве греющей среды горячей воды, пара и электрической энергии. При теплоносителе горячую воду используют многоходовые по ходу теплоносителя нагреватели КВС и КВБ, а при паре – одноходовые КПС и КПБ. Поверхность нагрева воздухонагревателей состоит из трубок, оребренных пластинами или лентами. В типовых приточных камерах применяют секции подогрева с калориферами типа КВС, КВБ, КСк3 и КСк4. Воздухонагреватель кондиционера КТЦ2А представляет собой пакет, составленный из базовых воздухонагревателей без обводного или с обводным каналом, которые могут иметь одномотровую, полутораметровую и двухметровую высоту при одинаковой длине 1655 мм. По ходу воздуха в базовых теплообменниках может быть один, два, три или четыре ряда воздухонагревателей.

Поверочный тепловой, гидравлический и аэродинамический расчеты воздухонагревателей выполняются при подборе необходимых аппаратов из числа выпускаемых промышленностью. Поверочные расчеты включают выбор типа, номера, модели и числа воздухонагревателей, схемы их соединения между собой по воздуху и теплоносителю, определение гидравлических и аэродинамических сопротивлений выбранной установки.

Расчет воздухонагревателей базируется на уравнениях теплового баланса

$$Q = Q_т \qquad (V.1)$$

и теплопередачи

$$Q = KF\Delta t, \qquad (V.2)$$

где Q – количество теплоты, воспринимаемое воздухом, Вт,

$$Q = 0{,}278 L \rho c_p (t_к - t_н) \qquad (V.3)$$

или

$$Q = 0{,}278 G c_p (t_к - t_н); \qquad (V.3')$$

$Q_т$ – количество теплоты, отданное теплоносителем, Вт, при теплоносителе вода

$$Q_т = 0{,}278 G_в c_в (t_г - t_0); \qquad (V.4)$$

при теплоносителе пар

$$Q_т = 0{,}278 G_п r; \qquad (V.5)$$

K – коэффициент теплопередачи установки, Вт/(м^2·°С); F – поверхность теплообмена, м^2;

$$\Delta t = 0{,}5(t_г + t_0) - 0{,}5(t_н + t_к); \qquad (V.6)$$

L – объемный расход воздуха, м^3/ч; ρ, $\rho_в$ – плотность соответственно воздуха и теплоносителя, кг/м^3 ($\rho_в \approx 1000$ кг/м^3); $c_р$ – удельная теплоемкость воздуха, $c_р$ = 1 кДж(кг·°С); $t_к$, $t_н$ – конечная и начальная температура нагреваемого воздуха, °С; G, $G_в$, $G_п$ – массовый расход воздуха, воды и пара через воздухонагревательную установку, кг/ч,

$$G_в = 3600 \upsilon_в \rho_в \Sigma f_в; \qquad (V.7)$$

$c_в$ – удельная теплоемкость воды, $c_в$ = 4,19 кДж/(кг·°С); $t_г$, t_0 – температура воды на входе и выходе из воздухонагревательной установки, °С; r – удельная теплота паробразования, кДж/кг; $\upsilon_в$ – скорость воды в трубках воздухонагревателя, м/с; $\Sigma f_в$ – суммарное сечение воздухонагревательной установки для прохода воды, м^2.

При расчете температурного напора, когда теплоносителем является пар, в формуле (V.6) вместо $(t_г + t_0)/2$ принимается температура насыщенного пара $t_{нас.}$, °С.

При расчете воздухонагревателей пользуются массовой скоростью воздуха $\upsilon\rho$, под которой понимают массу воздуха, кг, проходящего через 1 м^2 живого сечения воздухонагревателя за 1 с. Значения массовой скорости рекомендуется выбирать в пределах 6–10 кг/(м^2·с).

Задача № 39. Подобрать воздухонагревательную установку из калориферов типа КВС при теплоносителе перегретая вода с параметрами $t_г$ = 130°С, t_0 = 70°С и из калориферов типа КПС при теплоносителе пар. Определить потерю давления в воздухонагревательной установке по движению воздуха и теплоносителя.

Исходные данные (табл. V.1): начальная $t_н$, °С, и конечная $t_к$, °С, температуры нагреваемого воздуха, расход нагреваемого воздуха L, м^3/ч. При подборе калориферов типа КПС принять для всех вариантов давление пара 294 кПа, а температуру его насыщения – $t_{нас.}$ = 132,9°С.

Порядок расчета. 1. Находим по формуле (V.3) тепловой поток, который необходимо передать воздуху, определив плотность воздуха ρ по прил. I.

2. Задаемся массовой скоростью воздуха $\upsilon\rho'$ в пределах 6–8 кг/(м^2·с).

3. Находим требуемое живое сечение $\Sigma f'$, м^2, воздухонагревательной установки по воздуху:

$$\Sigma f' = L\rho/[3600(\upsilon\rho')]. \qquad (V.8)$$

Таблица V.1. Исходные данные для подбора воздухонагревательной установки к задаче № 39

№ варианта	Температура нагреваемого воздуха, °С		Расход нагреваемого воздуха L, м³/ч	№ варианта	Температура нагреваемого воздуха, °С		Расход нагреваемого воздуха L, м³/ч
	начальная $t_н$	конечная $t_к$			начальная $t_н$	конечная $t_к$	
1	2	3	4	5	6	7	8
1	-22	34,3	4000	16	-19	32,8	22750
2	-31	31,7	5250	17	-27	32,3	24000
3	-39	28,7	6500	18	-35	30,1	25250
4	-43	25,9	7750	19	-25	27,9	26500
5	-24	40,4	9000	20	-19	25,7	27250
6	-25	38,3	10250	21	-25	39,7	28000
7	-22	35,7	11500	22	-25	39,8	22500
8	-25	33,2	12750	23	-18	40,8	17000
9	-30	32,7	14000	24	-37	44,7	11500
10	-24	30,4	15250	25	-34	42,0	11000
11	-28	28,0	16500	26	-27	31,1	15500
12	-30	25,6	17750	27	-22	33,0	10000
13	-21	39,4	19000	28	-25	23,0	14500
14	-31	37,7	20250	29	-31	39,9	9000
15	-15	35,2	21500	30	-23	51,9	3500

4. Выбираем по паспортным данным табл. V.2 один или несколько (параллельно по ходу воздуха) калориферов, суммарное значение живых сечений по воздуху Σf которых приблизительно равно требуемому $\Sigma f'$.

5. Уточняем массовую скорость воздуха:

$$v\rho = L\rho/(3600\Sigma f). \qquad (V.9)$$

6. Находим, используя формулы (V.1) и (V.4), массовый расход воды:

$$G_в = Q/[0{,}278 c_в (t_г - t_0)]. \qquad (V.10)$$

7. Приняв определенную фронтальную обвязку калориферов, вычисляем, используя (V.7), скорость воды в живом сечении воздухонагревателя:

$$v_в = G_в/(3600 \cdot 1000 \Sigma f_в). \qquad (V.11)$$

Таблица V.2. Технические данные калориферов моделей КВС-П и КПС-П

Модель и номер калорифера	Площадь поверхности нагрева калорифера F, м^2	Площадь живого сечения, м^2		Число ходов по теплоносителю n_x	Условный диаметр патрубка для теплоносителя d_y, мм
		по воздуху f	по теплоносителю $f_в$		
КВС 6А-П	11,4	0,1392	0,00116	4	32
КВС 7А-П	14,16	0,1720	0,00116	4	32
КВС 8А-П	16,92	0,2048	0,00116	4	32
КВС 9А-П	19,56	0,2376	0,00116	4	32
КВС 10А-П	25,08	0,3033	0,00116	4	32
КВС 11А-П	72	0,8665	0,00232	4	50
КВС 12-П	108	1,2985	0,00347	4	50
КПС6-П-0143	11,4	0,2670	0,005227	1	50
КПС7-П-0143	14,16	0,3290	0,005227	1	50
КПС8-П-0143	16,92	0,3920	0,005227	1	50
КПС9-П-0143	19,56	0,4550	0,005227	1	50
КПС10-П-0143	25,08	0,5810	0,005227	1	50
КПС11-П-0143	72	1,6600	0,010455	1	50
КПС12-П-0143	108	2,4880	0,015680	1	50

8. Определяем коэффициент теплопередачи для калориферов КВС (теплоноситель – вода) по формуле

$$K = 20,86 (\upsilon\rho)^{0,32} \upsilon_в^{0,132}, \qquad (V.12)$$

а для калориферов КПС (теплоноситель – пар) – по формулам табл. V.3.

Таблица V.3. Значения коэффициентов теплопередачи воздухонагревателей типа КПС-П

Марки воздухонагревателей	Формулы для расчета величины коэффициента теплопередачи
1	2
КПС6-П-0143	$K = 22,128 (\upsilon\rho)^{0,296}$
КПС7-П-0143	$K = 21,871 (\upsilon\rho)^{0,296}$
КПС8-П-0143	$K = 21,678 (\upsilon\rho)^{0,296}$

Окончание табл. V.3

1	2
КПС9-П-0143	$K = 21{,}507(v\rho)^{0{,}296}$
КПС10-П-0143	$K = 21{,}250(v\rho)^{0{,}296}$
КПС11-П-0143	$K = 20{,}844(v\rho)^{0{,}296}$
КПС12-П-0143	$K = 20{,}844(v\rho)^{0{,}296}$

9. Вычисляем требуемую поверхность нагрева $F_{тр}$, $м^2$, калориферной установки по формулам (V.2) и (V.7):

$$F_{тр} = Q/(K\Delta t). \qquad (V.13)$$

10. Находим расчетное число рядов калориферной установки по ходу движения воздуха:

$$n' = F_{тр}/\Sigma F_p, \qquad (V.14)$$

где ΣF_p – суммарная поверхность нагрева калориферов в одном ряду, определяемая по формуле

$$\Sigma F_p = z F_1, \qquad (V.15)$$

здесь z – количество калориферов в одном ряду; F_1 – площадь поверхности нагрева одного калорифера (см. табл. V.2).

Полученное число n' округляют до ближайшего целого числа n.

11. Определяем действительную поверхность нагрева калориферной установки:

$$F = n\Sigma F_p. \qquad (V.16)$$

12. Рассчитываем в процентах запас поверхности нагрева калориферной установки по формуле

$$\varphi = (F - F_{тр})100/F_{тр}. \qquad (V.17)$$

Запас поверхности нагрева должен составлять до 20%.

Находим потерю давления калориферной установки Δp, Па:

для калориферов КВС по формуле

$$\Delta p = 2{,}2(v\rho)^{1{,}62}n, \qquad (V.18)$$

для калориферов КПС по формуле

$$\Delta p = 6{,}4(v\rho)^{1{,}62}. \qquad (V.19)$$

14. Вычисляем гидравлическое сопротивление калориферной установки $\Delta p_в$, кПа, по формуле

$$\Delta p_в = 7{,}32\, n_x^{0{,}8} G_в^{1{,}85}/d_y^4, \qquad (V.20)$$

где n_x – число ходов по теплоносителю (см. табл. V.2); d_y – условный диаметр патрубка для теплоносителя, мм (см. табл. V.2).

Пример № 39.1. Подобрать воздухонагревательную установку из калориферов типа КВС при теплоносителе перегретая вода с параметрами $t_г = 130^oC$; $t_0 = 70^oC$. Определить сопротивление установки движению воздуха и теплоносителя.

Исходные данные: $t_н = -25^oC$; $t_к = 33,2^oC$; $L = 12\,750\ м^3/ч$.

Решение. 1. По формуле (V.3) рассчитываем расход теплоты на подогрев приточного воздуха, определяя плотность воздуха $\rho = 1,153\ кг/м^3$ по прил. 1:

$$Q = 0,278 \cdot 12\,750 \cdot 1,153 \cdot 1(33,2+25) = 237\,853\ Вт.$$

2. Задаемся массовой скоростью воздуха $(v\rho)' = 7\ кг/(м^2 \cdot с)$.

3. По формуле (V.8) находим требуемое живое сечение калориферной установки по воздуху:

$$\Sigma f' = 12\,750 \cdot 1,153/(3600 \cdot 7) = 0,584\ м^2.$$

4. По табл. V.2 принимаем к установке параллельно по воздуху два калорифера КВС 10А-П, для которых $\Sigma f = 0,606\ м^2$.

5. Уточняем массовую скорость воздуха по формуле (V.9):

$$v\rho = 12\,750 \cdot 1,153/(3600 \cdot 0,606) = 6,7\ кг/(м^2 \cdot с).$$

6. Находим по (V.10) расход воды в калориферной установке:

$$G_в = 237\,853/[0,278 \cdot 4,19(130-70)] = 3403\ кг/ч.$$

7. Обвязывая калориферы в ряду параллельно, находим (см. табл. V.2) живое сечение установки по теплоносителю:

$$\Sigma f_в = 2 \cdot 0,00116 = 0,00232\ м^2$$

и по формуле (V.11) скорость воды в трубках калориферов:

$$v_в = 3403/(3600 \cdot 1000 \cdot 0,00232) = 0,41\ м/с.$$

8. Определяем коэффициент теплопередачи по формуле (V.12):

$$K = 20,86 \cdot 6,7^{0,32} \cdot 0,41^{0,132} = 34,1\ Вт/(м^2 \cdot ^oC).$$

9. Находим по формуле (V.6) температурный напор:

$$\Delta t = 0,5(130+70) - 0,5(-25+33,2) = 95,9^oC.$$

10. По формуле (V.13) находим требуемую поверхность нагрева:

$$F_{тр} = 237\,853/(34,1 \cdot 95,9) = 72,7\ м^2.$$

Так как в ряду два калорифера и площадь поверхности нагрева одного калорифера КВС10А-П $F_1 = 25,08\ м^2$ (см. табл. V.2), то

согласно (V.15) $\Sigma F_р = 2 \cdot 25{,}08 = 50{,}16$ м^2.

11. Вычисляем расчетное число рядов калориферной установки по ходу движения воздуха по формуле (V.14):

$$n' = 72{,}7/50{,}16 = 1{,}45,$$

полученное число округляем до целого $n = 2$.

12. Действительную поверхность нагрева находим по формуле (V.16):

$$F = 2 \cdot 50{,}16 = 100{,}32 \text{ м}^2.$$

13. Запас поверхности нагрева рассчитываем по формуле (V.17):

$$\varphi = (100{,}32 - 72{,}7)\,100/72{,}7 = 37\%.$$

Запас оказался больше допустимого. Принимаем к установке параллельно по воздуху два калорифера КВС9А-П, для которых $\Sigma f = 0{,}475$ м^2 (см. табл. V.2).

Повторяем расчет предыдущего примера, начиная с п.5:

5. $v\rho = 12\,750 \cdot 1{,}153/(3600 \cdot 0{,}475) = 8{,}5$ кг/(м^2 с).

6. $G_в = 3403$ кг/ч.

7. $\Sigma f_в = 2 \cdot 0{,}00116 = 0{,}00232$ м^2; $v_в = 0{,}41$ м/с.

8. $K = 20{,}86 \cdot 8{,}5^{0{,}32} \cdot 0{,}41^{0{,}132} = 37{,}57$ Вт/(м^2 °С).

9. $\Delta t = 95{,}9$°С.

10. $F_{тр} = 237\,853/(37{,}57 \cdot 95{,}9) = 66{,}03$ м^2.

11. $\Sigma F_р = 2 \cdot 19{,}56 = 39{,}12$ м^2; $n' = 66{,}03/39{,}12 = 1{,}69$, $n = 2$.

12. $F = 2 \cdot 39{,}12 = 78{,}24$ м^2.

13. $\varphi = (78{,}24 - 66{,}03)\,100/66{,}03 = 18\%$.

Такой запас поверхности нагрева удовлетворяет требованиям. Продолжаем расчет.

14. Находим сопротивление калориферной установки проходу воздуха по формуле (V.18):

$$\Delta p = 2{,}2 \cdot 8{,}5^{1{,}62} \cdot 2 = 146 \text{ Па}.$$

15. Определяем сопротивление калориферной установки проходу теплоносителя воды по формуле (V.20):

$$\Delta p_в = 7{,}32 \cdot 4^{0{,}8} \cdot 3403^{1{,}85}/32^4 = 72{,}3 \text{ кПа}.$$

Пример № 39.2. Подобрать воздухонагревательную установку из калориферов КПС при теплоносителе пар давлением 294 кПа и температуре насыщения $t_{нас} = 132{,}9$°С. Определить сопротивление

воздухонагревательной установки движению воздуха.

Исходные данные: $t_н = -25^{\circ}C$; $t_к = 33,2^{\circ}C$; $L = 12750 м^3/ч$.

Решение. Пункты 1-3 см. пример № 39.1.

4. По табл. V.2 принимаем к установке калорифер КПСП0-П-0143, у которого $\Sigma f = 0,581$ м^2 и $F_1 = 25,08$ м^2.

5. Уточняем массовую скорость воздуха по формуле (V.9):

$$vρ = 12750 \cdot 1,153/(3600 \cdot 0,581) = 7 \text{ кг/(м}^2 \text{ с)}.$$

6. Определяем коэффициент теплопередачи по формуле табл. V.3:

$$K = 21,25 \cdot 7^{0,296} = 37,8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot {}^{\circ}C).$$

7. По формуле (V.6) высчитываем температурный напор:

$$\Delta t = 132,9 - 0,5(-25 + 33,2) = 128,8^{\circ}C.$$

8. Находим требуемую поверхность нагрева по формуле (V.13):

$$F_{тр} = 237853/(37,8 \cdot 128,8) = 48,85 \text{ м}^2.$$

9. Определяем расчетное число рядов в калориферной установки по ходу движения воздуха по формуле (V.14):

$$n' = 48,85/25,08 = 1,94.$$

Полученное число округляем до целого $n = 2$.

10. Действительная поверхность нагрева по формуле (V.16) равна:

$$F = 2 \cdot 25,08 = 50,16 \text{ м}^2.$$

11. Запас поверхности нагрева рассчитываем по формуле (V.17):

$$\varphi = (50,16 - 48,85)\,100/48,85 = 3\%.$$

12. Сопротивление калориферной установки движению воздуха находим по формуле (V.19):

$$\Delta p_в = 6,4 \cdot 7^{1,62} = 150 \text{ Па}.$$

Задача № 40. Рассчитать воздухонагреватель кондиционера КТЦ2А.

Исходные данные: см. условие задачи № 39 (табл. V.1).

Определить число рядов воздухонагревателей по ходу воздуха, их обвязку по теплоносителю, аэродинамическое и гидравлическое сопротивление установки. Методика расчета принята по [20].

Порядок расчета. 1. Определяем по формуле (V.3) количество теплоты, воспринимаемое воздухом, принимая плотность воздуха по прил. I.

2. По табл. V.4 принимаем тип воздухонагревателя, его высоту, площадь поверхности теплоотдачи F, м^2, площадь фронтального

(живого) сечения по воздуху f, м^2, и, считая, что воздухонагреватель однорядный, по формуле (V.9) вычисляем массовую скорость воздуха.

Таблица V.4. Техническая характеристика воздухонагревателей кондиционеров КТЦ 2А

Марка кондиционера	Тип воздухонагревателя	Кличество теплообменников высотой				Площадь поверхности теплоотдачи F, м^2	Площадь фронтального сечения f, м^2
		1 м	1,25 м	1,5 м	2 м		
КТЦ2А-10	ВН (без обводного канала)	-	1	-	-	16,35	1,03
КТЦ2А-20		-	1*	-	-	32,7	2,07
КТЦ2А-31,5		-	-	-	1	53,0	3,31
КТЦ2А-40		$1_в$	-	$1_н$	-	65,4	4,14
КТЦ2А-10	ВНО (с обводным каналом)	1	-	-	-	12,95	0,82
КТЦ2А-20		1*	-	-	-	25,9	1,65
КТЦ2А-31,5		-	-	1	-	39,4	2,47
КТЦ2А-40		-	-	-	1	53,0	3,31

Примечания. 1. Индексы н, в - нижний и верхний теплообменники в воздухонагревателе.

2. * - теплообменник в два раза длиннее теплообменника КТЦ2А-10.

3. Площадь живого сечения по теплоносителю для однорядного теплообменника высотой 1,25 м равна $f_в$ = 0,00123 м^2, а высотой 1; 1,5; 2 м - 0,00148; для двухрядных теплообменников - в два раза больше.

3. Находим по формуле (V.10) массовый расход воды через воздухонагреватель.

4. Приняв последовательную обвязку теплообменников по теплоносителю (рис.V.1, V.2), по формуле (V.11) находим скорость воды, которая не должна превышать 2,5 м/с.

5. Вычисляем коэффициент теплопередачи K, Вт/(м^2.°С), для однорядного воздухонагревателя:

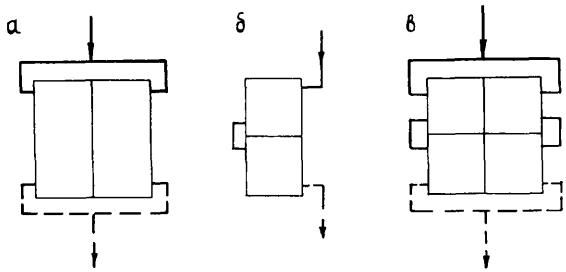


Рис. V.1. Схема обвязки по фронту воздухонагревателей кондиционеров КТЦ2А: а - параллельная; б - последовательная; в - параллельно-последовательная

$$K = 23{,}93\,(\upsilon\rho)^{0{,}53}\upsilon_в^{0{,}12}. \qquad (V.21)$$

6. Находим по формуле (V.13) требуемую поверхность нагрева $F_{тр}$, м^2.

7. Сравниваем $F_{тр}$ с F. Если условие $F_{тр} < F$ не выполняется, то принимаем двухрядный воздухонагреватель, сохраняем прежнюю обвязку по теплоносителю, вычисляем коэффициент теплопередачи по формуле

$$K = 21{,}04\,(\upsilon\rho)^{0{,}53}\upsilon_в^{0{,}11} \qquad (V.22)$$

и требуемую поверхность нагрева по формуле (V.13).

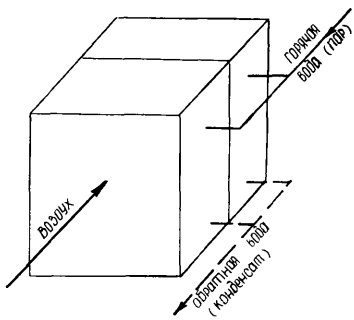


Рис. V.2. Схема параллельной обвязки двух воздухонагревателей

Если и в этом случае $F_{тр} < 2F$ не выполняется, то принимаем три однорядных воздухонагревателя, определяя коэффициент K по (V.21), или два двухрядных воздухонагревателя, определяя коэффициент K по (V.22) до тех пор, пока не получится $F_{тр} < nF$ (n - количество теплообменников по ходу движения воздуха).

Вычисляем скорость воздуха υ, м/с, при средней его температуре 20°С:

$$\upsilon = \upsilon\rho/1{,}2. \qquad (V.23)$$

9. Определяем аэродинамическое сопротивление Δp, Па, воздухонагревателя:

для однорядных теплообменников:

$$\Delta p = 9{,}8\, n \psi v^{1{,}57}; \qquad (V.24)$$

для двухрядных теплообменников:

$$\Delta p = 15{,}2\, n \psi v^{1{,}95}, \qquad (V.25)$$

где ψ - поправочный коэффициент на среднюю температуру воздуха $t_{ср}$, °С:

$t_{ср}$	≤-10	-5	0	5	10	15	20	25	30
ψ	0,91	0,92	0,94	0,95	0,97	0,98	1	1,02	1,03

10. Находим гидравлическое сопротивление $\Delta p_в$, кПа, воздухонагревателей:

$$\Delta p_в = m \varepsilon v_в^2, \qquad (V.26)$$

где m - число теплообменников, установленных последовательно по воде; ε - поправочный коэффициент, принимаемый по табл. V.5.

Таблица V.5. Величина поправочного коэффициента ε в формуле (V.26)

Высота теплообменника, м	Коэффициент ε для воздухонагревателя					
	одно-рядного	двух-рядного	одно-рядного	двух-рядного	одно-рядного	двух-рядного
	КТЦ2А-10		КТЦ2А-20		КТЦ2А-31,5; КТЦ2А-40	
1,0	8	17	14	22	13,3	22,2
1,25	12	22	20	30	-	
1,5	-	-	-	-	20,0	32,0
2,0	-	-	-	-	16,7	44,3

Пример № 40. Подобрать воздухонагреватель кондиционера КТЦ2А-10 без обводного канала при следующих исходных данных: L = 12 750 м^3/ч, $t_н$ = -25°С, $t_к$ = 25°С, $t_г$ = 130°С, $t_о$ = 70°С.

Решение. 1. Определяем по прил. I $\rho_к$ = 1,185 кг/м^3 и по формуле (V.3):

$$Q = 0{,}278 \cdot 12\,750 \cdot 1{,}185(25 + 25) = 210\,011 \text{ Вт}.$$

2. Из табл. V 4 принимаем однорядный теплообменник высотой 1,25 м, $F = 16{,}35$ м^2, $f = 1{,}03$ м^2, $f_в = 0{,}00123$ м^2 и вычисляем массовую скорость по (V.9):

$$v\rho = 12750 \cdot 1{,}185/(3600 \cdot 1{,}03) = 4{,}07 \text{ кг/(м}^2\text{. с)}.$$

3. Определяем по формуле (V.10) расход воды:

$$G_в = 210011/[0{,}278 \cdot 4{,}19(130 - 70)] = 3005 \text{ кг/ч}.$$

4. Находим по выражению (V.11) скорость воды:

$$v_в = 3005/(3600 \cdot 1000 \cdot 0{,}00123) = 0{,}68 \text{ м/с}.$$

5. Вычисляем по формуле (V.21) коэффициент теплопередачи:

$$K = 23{,}93 \cdot 4{,}07^{0{,}53} \cdot 0{,}68^{0{,}12} = 48{,}07 \text{ Вт/(м}^2\text{. °С)}.$$

6. Определяем по формуле (V.6) температурный напор:

$$\Delta t = 0{,}5(130 + 70) - 0{,}5(-25 + 25) = 100°С$$

и по формуле (V.13) требуемую поверхность нагрева:

$$F_{тр} = 210011/(48{,}07 \cdot 100) = 43{,}67 \text{ м}^2.$$

7. Так как $F_{тр} = 43{,}67 > F = 16{,}35$, то принимаем к установке три однорядных воздухонагревателя с общей площадью нагрева $F = 3 \cdot 16{,}35 = 49{,}05$ м^2, обвязанных последовательно по теплоносителю, $f_в = 0{,}00123$ м^2.

8. Находим по формуле (V.23) скорость воздуха:

$$v = 4{,}07/1{,}2 = 3{,}4 \text{ м/с}.$$

9. По формуле (V.24) определяем аэродинамическое сопротивление:

$$\Delta p = 9{,}8 \cdot 3 \cdot 0{,}94 \cdot 3{,}4^{1{,}57} = 188 \text{ Па}.$$

10. Гидравлическое сопротивление установки находим по формуле (V.26):

$$\Delta p_в = 3 \cdot 12 \cdot 0{,}68^2 = 16{,}6 \text{ кПа}.$$

Программа расчета воздухонагревателей кондиционеров КТЦ2А приведена в прил. XVIII.

Задания для научно-исследовательской работы:

1. Показать зависимость гидравлического сопротивления воздухонагревателя от скорости воды в его трубках. Дать анализ полученной зависимости.

2. Оценить возможность снижения запаса в площади поверхности воздухонагревателя кондиционера КТЦ2А путем уменьшения расхода горячей воды.

3. Доказать расчетом целесообразность обвязки воздухонагревателей трубопроводами по параллельной схеме при теплоносителе пар.

V.2. Камеры орошения

Для тепловлажностной обработки воздуха при его кондиционировании применяют контактные аппараты в виде камер орошения. Широкое распространение получили камеры орошения ОКФ (оросительная камера форсуночная) с широкофакельными форсунками ШФ9/5 диаметром входного отверстия 5 мм и выходного 9 мм. В камерах ОКФ при давлении воды перед форсунками от 20 кПа и выше могут осуществляться как политропические, так и адиабатные процессы. Конструктивные характеристики камер орошения типовых кондиционеров КТЦ2А приведены в табл. V.6.

Таблица V.6. Конструктивные показатели камер ОКФ

Номинальная производительность камеры орошения по воздуху, тыс. $м^3/ч$	Размер камеры, мм (высота × ширина × длина)	Площадь поперечного сечения, $м^2$	Общее число форсунок в камере, шт.	
			первого исполнения	второго исполнения
10	1253×828×1800	1,04	42	54
20	1253×1655×1800	2,07	70	90
31,5	2003×1655×2425	3,32	95	135
40	2503×1655×2425	4,15	130	180
63	2003×3405×2425	7,04	209	297
80	2503×3405×2425	8,76	286	396
125	4003×3405×2425	13,65	418	594

Расчет камер орошения состоит в определении расхода воды, идущей на орошение от холодильной станции и на рециркуляцию, давления воды перед форсунками и температуры воды до и после камеры.

Методика расчета камеры орошения ОКФ заимствована из [14].

Задача № 41. Рассчитать камеру орошения ОКФ при политропической обработке воздуха.

Исходные данные (табл. V.7): производительность камеры по воздуху L, $м^3/ч$; параметры воздуха до (начальные) и после (конечные) камеры орошения – $t_н$, °С; $J_н$, кДж/кг; $t_к$, °С; $J_к$, кДж/кг; температура точки росы обрабатываемого воздуха $t_р$, °С, и холодной воды, идущей от холодильной станции $t^х_в$, °С.

Таблица V.7. Исходные данные для расчета камер орошения к задаче № 41

№ варианта	Производительность камеры по воздуху L, $м^3/ч$	Параметры воздуха до камеры орошения			Параметры воздуха после камеры орошения	
		температура $t_н$, °С	удельная энтальпия $J_н$, кДж/кг	температура точки росы $t_р$, °С	температура $t_к$, °С	удельная энтальпия $J_к$, кДж/кг
1	17310	33,0	64,5	17,6	11,0	31,0
2	19185	32,5	56,9	13,5	11,3	31,5
3	18931	28,3	55,7	15,0	10,7	30,1
4	19912	27,7	53,2	13,9	10,6	30,5
5	35416	27,3	53,2	14,0	11,5	32,2
6	33928	31,8	58,6	15,2	11,3	31,5
7	30852	33,0	57,8	13,5	10,8	30,1
8	29238	28,9	54,8	14,7	10,5	29,5
9	51370	26,8	54,9	16,6	11,5	32,2
10	48215	31,0	57,4	14,9	11,5	31,5
11	42233	27,0	52,8	14,7	10,7	30,4
12	39406	27,3	54,8	15,3	10,5	29,5
13	67808	28,7	56,1	15,2	11,5	32,0
14	59659	28,1	56,9	16,0	11,0	31,0
15	53863	30,2	59,5	16,0	10,8	30,8
16	50430	30,8	63,6	18,0	10,5	31,8
17	84247	29,7	55,3	14,0	11,5	32,0
18	77710	28,4	53,6	13,8	11,3	31,5
19	66176	24,8	51,5	14,7	10,7	30,5
20	59745	26,4	57,4	16,3	10,5	30,5
21	96710	29,5	53,6	13,2	11,2	31,5
22	76704	28,5	54,0	13,8	11,0	31,0
23	61500	28,6	62,0	18,2	10,8	30,6
24	47030	27,7	53,6	14,3	10,5	29,6
25	68700	26,3	53,2	14,7	11,5	32,2
26	51780	27,3	53,6	15,0	11,3	31,8
27	30480	31,9	60,7	16,4	10,7	30,3
28	28600	30,5	56,5	15,0	10,8	30,5
29	36420	28,7	51,1	11,8	11,4	32,0
30	22670	29,4	56,1	15,0	11,0	31,0

Порядок расчета. 1. Задаемся температурой воды $t_в^н$, °С, до камеры орошения, принимая в первом приближении $t_в^н = t_р - 1$ с округлением до 1°С в сторону уменьшения.

2. Определяем удельную энтальпию несыщенного воздуха $J_{нас}$, кДж/кг, при начальной температуре воды по формулам:

при $0 < t_в^н \leq 10°С$

$$J_{нас} = 9{,}42 + 1{,}97\, t_в^н ; \qquad (V.27)$$

при $10°С < t_в^н < 20°С$

$$J_{нас} = 1{,}26 + 2{,}85\, t_в^н . \qquad (V.28)$$

3. Вычисляем параметр a, характеризующий конструктивные и гидродинамические особенности камеры, по формуле

$$a = \frac{J_н - J_к}{(J_н - J_{нас})[1 - 0{,}000716\,(J_н - J_{нас}) + 0{,}00351(54 - J_{нас})]} \qquad (V.29)$$

4. Находим коэффициент орошения μ по формуле

$$\mu = G_в/(L\rho) = 0{,}294 \exp(2{,}99\,a), \qquad (V.30)$$

где $G_в$ – массовый расход воды, идущей на орошение, кг/ч. ρ – плотность воздуха при его начальной температуре, кг/м^3.

Если получилось $\mu > 2{,}5$ кг/кг, то расчет начинаем сначала, приняв в следующем приближении $t_в^н$ на 1°С меньше.

5. Определяем эффективность процесса E обработки воздуха в камере орошения

$$E = 1 - \exp(-1{,}19\,\mu^2). \qquad (V.31)$$

6. Находим начальную температуру воды:

$$(t_в^н)' = t_н - \left[(t_н - t_к) + 0{,}33\,(E/a - 1)(J_н - J_к)\right]/E. \qquad (V.32)$$

7. Сравниваем полученное значение $(t_в^н)'$ с принятым $t_в^н$. Если разность $\Delta t = |(t_в^н)' - t_в^н| > 0{,}3°С$, то расчет начинаем сначала, приняв в следующем приближении $t_в^н$ на 0,5°С меньше, и ведем до тех пор, пока $\Delta t \leq 0{,}3°С$.

8. Вычисляем массовый расход воды, идущей на орошение:

$$G_в = L\rho\mu . \qquad (V.33)$$

9. Определяем расход воды через одну форсунку g, кг/ч, приняв по табл. V.6 первое или второе исполнение камеры орошения:

$$g = G_в/n, \qquad (V.34)$$

где n – число форсунок, шт.

10. Находим давление воды перед форсунками p, кПа, по формуле

$$p = 0{,}73 \cdot 10^3 g^2. \qquad (V.35)$$

11. Вычисляем конечную температуру воды $t_в^к$, °С, после камеры орошения:

$$t_в^к = t_в^н + (J_н - J_к)/(4{,}19\mu). \qquad (V.36)$$

12. Определяем массовый расход холодной воды $G_в^х$, кг/ч, идущей от холодильной машины:

$$G_в^х = G_в(t_в^к - t_в^н)/(t_в^к - t_в^х). \qquad (V.37)$$

13. Вычисляем массовый расход рециркуляционной воды:

$$G_в^р = G_в - G_в^х. \qquad (V.38)$$

Пример № 41. Рассчитать камеру орошения ОКФ второго исполнения при следующих исходных данных: $L = 20000$ м^3/ч; $t_н = 24{,}3$°С; $J_н = 51{,}1$ кДж/кг; $t_р = 14{,}8$°С; $J_к = 38{,}5$ кДж/кг, $t_в^х = 6$°С; $t_к = 14$°С.

Решение. 1. Задаемся $t_в^н = 13$°С.

2. По формуле (V.28) определяем $J_{нас}$:

$$J_{нас} = 1{,}26 + 2{,}85 \cdot 13 = 38{,}31 \text{ кДж/кг.}$$

3. Находим по выражению (V.29) параметр:

$$a = \frac{51{,}1 - 38{,}5}{(51{,}1 - 38{,}31)[1 - 0{,}000716(51{,}1 - 38{,}31) + 0{,}00351(54 - 38{,}31)]} =$$

$$= 0{,}942.$$

4. Находим по формуле (V.30) коэффициент орошения:

$$\mu = 0{,}294 \exp(2{,}99 \cdot 0{,}942) = 4{,}92 \text{ кг/кг.}$$

Так как $4{,}92 > 2{,}5$, то расчет повторим.

2-е приближение.

1. Задаемся $t_в^н = 11$°С.

2. $J_{нас} = 1{,}26 + 2{,}85\ 11 = 32{,}61$ кДж/кг.

3. $a = \frac{51{,}1 - 38{,}5}{(51{,}1 - 32{,}61)[1 - 0{,}000716(51{,}1 - 32{,}61) + 0{,}00351(54 - 32{,}61)]} =$
$= 0{,}642.$

4. $\mu = 0{,}294 \exp(2{,}99 \cdot 0{,}642) = 2$ кг/кг $< 2{,}5$ кг/кг.

5. Вычисляем эффективность процесса по формуле (V.31):

$$E = 1 - \exp(-1{,}19 \cdot 2^2) = 0{,}991.$$

6. Находим начальную температуру воды по выражению (V.32):

$$(t_в^н)' = 24{,}3 - (24{,}3 - 14) + 0{,}33(0{,}991/0{,}642 - 1) \times$$

$x(51,1 - 38,5)\big]/0,991 = 11,62^{\circ}C.$

7. Определяем $\Delta t = |11,62 - 11| = 0,62^{\circ}C > 0,3^{\circ}C$, поэтому расчет повторяем.

3-е приближение.

1. Задаемся $t_в^н = 10^{\circ}C$.
2. $J_{нас} = 9,42 + 1,97 \cdot 10 = 29,12$ кДж/кг.
3. $$a = \frac{51,1 - 38,5}{(51,1 - 29,12)\left[1 - 0,000716(51,1 - 29,12) + 0,00351(54 - 29,12)\right]} = 0,535.$$
4. $\mu = 0,294 \exp(2,99 \cdot 0,535) = 1,46$ кг/кг $< 2,5$ кг/кг.
5. $E = 1 - \exp(-1,19 \cdot 1,46^2) = 0,921$.
6. $(t_в^н)' = 24,3 - \big[(24,3 - 14) + 0,33(0,921/0,535 - 1)\,x$
$x(51,1 - 38,5)\big] : 0,921 = 9,86^{\circ}C.$
7. $\Delta t = |9,86 - 10| = 0,14^{\circ}C < 0,3^{\circ}C$.

8. Вычисляем по формуле (V.33) массовый расход воды, определяя по прил. I плотность воздуха при температуре $24,3^{\circ}C$, $\rho = 1,187$ кг/м^3:

$$G_в = 20000 \cdot 1,187 \cdot 1,46 = 34660 \text{ кг/ч}.$$

9. Определяем по формуле (V.34) расход воды через одну форсунку, принимая $n = 90$ (см. табл. V.6):

$$g = 34660/90 = 385 \text{ кг/ч}.$$

10. Находим давление воды перед форсунками по формуле (V.35):

$$p = 0,73 \cdot 10^{-3} \cdot 385^2 = 108,3 \text{ кПа}.$$

11. Вычисляем по выражению (V.36) конечную температуру воды:

$$t_в^к = 10 + (51,1 - 38,3)/(4,19 \cdot 1,46) = 12,1^{\circ}C.$$

12. Определяем расход холодной воды по формуле (V.37):

$$G_в^к = 34660(12,1 - 10)/(12,1 - 6) = 11932 \text{ кг/ч}.$$

13. По формуле (V.38) находим расход рециркуляционной воды:

$$G_в^р = 34660 - 11932 = 22728 \text{ кг/ч}.$$

Программа расчета камер орошения на ЭВМ дана в прил. XIX.

Задания для научно-исследовательской работы:

1. Построить и дать анализ зависимости коэффициента эффектив-

ности процесса E от начальной температуры воды $t_в^н$ = 5, 7, 9, 11, 13, 15, 17, 19°C.

2. Показать изменение конечной температуры охлаждающей воды от удельной энтальпии наружного воздуха.

Задача № 42. Рассчитать камеру орошения ОКФ при адиабатной обработке воздуха.

Исходные данные (табл. V.8): производительность камеры по воздуху L, м³/ч; температура воздуха, °C, до камеры орошения по сухому $t_н$ (начальная) и мокрому $t_м$ термометру и после камеры орошения $t_к$.

Таблица V.8. Исходные данные для расчета камер орошения к задаче № 42

№ варианта	Производительность камеры по воздуху L, м³/ч	Температура воздуха, °C: до камеры $t_н$	после камеры $t_к$	по мокрому термометру $t_м$	№ варианта	Производительность камеры по воздуху L, м³/ч	Температура воздуха, °C: до камеры $t_н$	после камеры $t_к$	по мокрому термометру $t_м$
1	16667	6,8	18,4	5,5	16	31579	3,5	13,2	3,1
2	16363	6,0	19,0	5,6	17	85135	6,6	20,5	6,4
3	13125	4,7	16,7	4,3	18	60000	6,0	19,0	5,7
4	13637	4,7	16,4	4,3	19	44805	5,2	17,5	4,8
5	38572	7,0	21,0	6,6	20	36000	3,5	13,3	3,1
6	27273	6,0	19,4	5,7	21	101351	6,6	21,5	6,3
7	20370	4,5	15,8	4,2	22	60527	5,6	18,5	5,3
8	18946	4,0	15,4	3,6	23	37952	4,5	15,2	4,1
9	55714	6,9	20,9	6,6	24	30000	4,0	15,5	3,7
10	38182	6,0	18,6	5,7	25	72856	6,8	21,0	6,6
11	30000	5,2	17,5	4,7	26	70909	6,0	19,2	5,7
12	25263	3,8	14,6	3,5	27	25325	4,8	16,5	4,6
13	45000	6,6	19,5	6,4	28	18333	4,8	16,8	4,5
14	45000	5,8	18,5	5,6	29	38572	6,8	20,7	6,5
15	37013	4,8	15,5	4,6	30	17794	5,7	18,4	5,4

Порядок расчета. 1. Определяем эффективность процесса E_a по формуле

$$E_a = (t_н - t_к)/(t_н - t_м). \qquad (V.39)$$

2. Находим коэффициент орошения μ, кг/кг, для диапазона его изменения от 0,6 до 2,5 по формуле

$$\mu = 0{,}46 - 0{,}42 \ln (1 - E_a). \qquad (V.40)$$

3. По формуле (V.33) вычисляем расход воды, идущей на орошение воздуха, принимая его плотность ρ, кг/м^3, при температуре $t_н$ по прил. I.

4. Определяем по формуле (V.34) расход воды через одну форсунку g, кг/ч, приняв по табл. V.6 первое или второе исполнение камеры.

5. Находим давление воды перед форсункой p, кПа:

при $130 < g < 315$

$$p = 6{,}8 \exp 0{,}0076 g; \qquad (V.41)$$

при $315 < g < 600$

$$p = 13{,}44 \exp 0{,}0052 g. \qquad (V.41')$$

Пример № 42. Рассчитать камеру орошения ОКФ второго исполнения при следующих исходных данных: $L = 18\,946$ м^3/ч; $t_н = 15{,}4^\circ$C, $t_к = 4^\circ$C, $t_м = 3{,}6^\circ$C.

Решение. 1. Находим по формуле (V.39) эффективность процесса:

$$E_a = (15{,}4 - 4)/(15{,}4 - 3{,}6) = 0{,}97.$$

2. Определяем по (V.40) коэффициент орошения:

$$\mu = 0{,}46 - 0{,}42 \ln (1 - 0{,}97) = 2{,}3 \text{ кг/кг}.$$

3. По прил. I для $t_н = 15{,}4^\circ$C находим $\rho = 1{,}22$ кг/м^3 и по формуле (V.33) определяем расход воды, идущей на орошение воздуха:

$$G_в = 18\,946 \cdot 1{,}22 \cdot 2{,}3 = 53\,162 \text{ кг/ч}.$$

4. Находим по формуле (V.34) расход воды через одну форсунку, принимая к установке камеру ОКФ номинальной производительности 20 тыс. м^3/ч:

$$g = 53\,162/90 = 591 \text{ кг/ч}.$$

5. По формуле (V.41') находим давление воды перед форсунками:

$$p = 13{,}44 \exp (0{,}0052 \cdot 591) = 260 \text{ кПа}.$$

V.3. Шумоглушители

Шум, создаваемый вентиляционными установками, является источником нарушения нормальных условий труда, быта и отдыха. Весь слуховой диапазон условно разбит на восемь октавных полос с частотой 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Гц. Для каждой октавной полосы нормируются предельно допустимые значения

уровней звукового давления в зависимости от вида шума, его мощности, назначения помещения. Снижение уровней шумов обычно сопряжено с техническими трудностями и экономическими затратами. Поэтому проектные решения, обеспечивающие необходимое снижение шума, должны быть обоснованы акустическим расчетом.

Основной источник шума в вентиляционных установках - вентилятор. Различают шумы механический и аэродинамический. Причина механического шума, имеющего ударный характер, - дисбаланс колеса вентилятора, удары в подшипниках, колебание конструкции вентилятора, стуки в редукторах и приводах. Аэродинамический шум создается вентилятором от вращения колеса и зависит от конструкции вентилятора и окружной скорости. Шум создается также при движении воздушного потока в элементах вентиляционной установки: диафрагмах, дросселях, плафонах, шиберах, поворотах, тройниках, воздухораспределительных решетках и т.п.

Одно из эффективных мероприятий по борьбе с аэродинамическим шумом вентиляционной установки - применение шумоглушителей. Широко применяются пластинчатые глушители шума (рис. V.3), представляющие собой набор параллельно и равномерно расположенных в вентиляционном канале звукопоглощающих пластин, заполненных абсорбентами звука. В качестве абсорбентов звука применяют базальтовое или стеклянное волокно и минераловатные плиты.

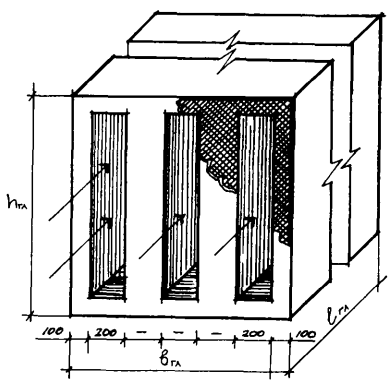


Рис. V.3. Пластинчатый шумоглушитель

Расчет шумоглушителя сводится обычно к определению геометрических размеров глушителя для каждой октавной полосы и принятию наиболее неблагоприятных, как правило, максимальных размеров, а также гидравлического сопротивления глушителя.

Задача № 43. Рассчитать шумоглушитель пластинчатого типа для приточной вентиляционной установки зрительного зала общественного здания (театр, клуб, кинотеатр и т.д.). В качестве нагнетателя воздуха принять центробежный вентилятор ВЦ-70 с критерием шумности для нагнетательной стороны $\tilde{L}$ = 41 дБ, работающий в оптимальном режиме (поправка на режим работы σ = 0). Раздача воздуха производится через декоративные решетки с отношением свободного сечения к габаритным размерам равным 0,7.

Таблица V.9. Исходные данные для расчета шумоглушителей к задаче № 43

№ варианта	Расход приточного воздуха L_c, м³/с	Полное давление вентилятора p, Па	Длина воздуховодов сети $l_в$, м	Количество воздухораспределительных решеток, шт	Размер решеток, мм	Номер вентилятора ВЦЧ-70
1	1,32	600	70	3	500x500	6,3
2	1,21	550	75	3	500x500	6,3
3	1,49	600	80	4	500x500	6,3
4	1,51	600	75	4	500x500	6,3
5	2,60	660	60	5	500x500	6,3
6	2,47	550	80	4	750x1000	10,0
7	2,32	500	80	6	750x1000	8,0
8	2,40	500	60	5	500x500	8,0
9	3,93	500	70	5	500x500	8,0
10	3,56	500	80	6	500x500	8,0
11	3,36	500	75	5	750x500	8,0
12	3,09	600	100	7	750x500	8,0
13	5,57	500	100	6	750x500	8,0
14	5,57	550	90	7	750x500	10,0
15	4,05	700	75	10	750x500	10,0
16	3,76	700	70	9	750x500	10,0
17	6,27	600	80	8	750x500	10,0
18	5,60	600	100	12	750x500	12,5
19	5,07	560	90	4	750x1000	12,5
20	4,53	580	80	4	750x1000	12,5
21	7,70	600	80	5	750x1000	12,5
22	6,00	590	100	3	750x1000	10,0
23	4,76	500	110	3	750x1000	10,0
24	3,82	750	100	5	750x1000	10,0
25	5,18	500	90	4	750x1000	10,0
26	4,05	525	70	6	500x500	8,0
27	2,79	660	60	6	500x500	8,0
28	2,11	500	100	12	500x500	10,0
29	2,67	750	90	10	500x500	10,0
30	1,69	560	80	8	500x500	10,0

Исходные данные (табл. V.9): расход приточного воздуха L_c, м³/с, и его температура t, °С (для всех вариантов t =

=20°С); полное давление, развиваемое вентилятором p, Па; длина воздуховодов нагнетательной линии $l_в$, м; количество воздухораспределительных решеток n, шт, и их размер, номер вентилятора. Определить геометрические размеры шумоглушителя и его аэродинамическое сопротивление.

Порядок расчета. 1. Определяем общий уровень звуковой мощности аэродинамического шума вентилятора $L_{р,общ}$, дБ, по формуле

$$L_{р,общ} = \tilde{L} + K_p \lg p + 10 \lg L_c, \qquad (V.42)$$

где K_p – коэффициент, определяемый по рис.У.4.

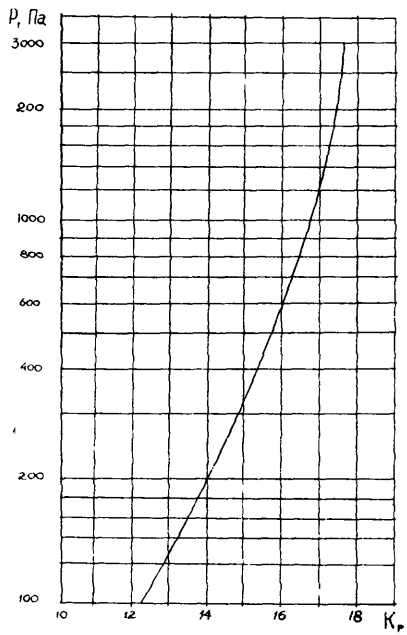


Рис.V.4. К определению коэффициента Kp при расчете шумоглушителей

2. Находим октавные звуковые мощности вентилятора $L_{р,окт}$, дБ, по формуле

$$L_{р,окт} = L_{р,общ} - \Delta L_1 + \Delta L_2, \qquad (V.43)$$

где ΔL_1 – поправка, принимаемая в зависимости от частоты октавной полосы вентилятора и скорости его вращения, дБ (табл.V.10); ΔL_2 – поправка, принимаемая в зависимости от частоты октавной полосы и размера вентилятора, дБ (табл.V.10).

3. Рассчитываем октавные звуковые мощности, генерируемые воздухораспределительным устройством (решеткой) по формуле

$$L^{р}_{р,окт} = 60 \lg v + 30 \lg \xi + 10 \lg F + Б - \Delta L_3, \qquad (V.44)$$

где v – скорость воздуха на входе в воздухораспределитель (решетку), м/с; ξ – коэффициент местного сопротивления воздухораспределителя, для воздухораспределительной решетки $\xi = 8$; F – площадь сечения воздухораспределителя (решетки), м^2; Б – поправка, для воздухораспределительной решетки Б = 0; ΔL_3 – поправка на распределение звуковой мощности по октавным полосам, дБ (табл.V.10).

Таблица V.10. Справочные величины для расчета шумоглушителей [12, 3, 13]

Исходная величина	Среднегеометрическая частота октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Допустимые уровни звукового давления для зрительных залов $L_д$, дБ	63	52	45	39	35	32	30	28
Поправка ΔL_1, дБ, для вентилятора ЦЧ-70 при частоте вращения 700-1400 об/мин	6	6	6	9	13	17	21	26
Поправка ΔL_2, дБ, для вентиляторов:								
№ 6, 3	12	6	2	–	–	–	–	–
№ 8	10	6	2	–	–	–	–	–
№ 10	8	4	1	–	–	–	–	–
№ 12, 5	8	3	1	–	–	–	–	–
Поправка ΔL_3, дБ, для воздухораспределительной решетки	13	8	8	8	8	8	13	18
Снижение уровней звуковой мощности ΔL_4, дБ, на 1 м длины воздуховодов прямоугольного сечения при гидравлическом диаметре до 800 мм	0,6	0,6	0,3	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
Снижение уровней звуковой мощности ΔL_5, дБ, в результате отражения звука от открытого конца решетки размером:								
500x500	8	4	1	–	–	–	–	–
750x500	7	3	1	–	–	–	–	–
1000x750	6	2	–	–	–	–	–	–
Эффективность пластинчатых глушителей, дБ, длиной:								
1 м	1,5	3	12	18	15	12	9	8
1,5 м	2	5	18	25	20	15	12	11
2 м	3	7	22	32	25	18	14	13
2,5 м	4	10	25	39	29	21	16	14
3 м	5	12	30	45	33	24	17	15

Суммарный уровень звуковой мощности от n одинаковых по интенсивности источников шума (решеток) определяется для каждой октавной полосы по формуле

$$\sum L^{P}_{p,\,окт} = L^{P}_{p,\,окт} + 10 \lg n, \qquad (V.45)$$

где n – число воздухораспределителей (решеток) (см. табл. V.9).

4. Требуемое снижение октавных уровней звуковой мощности для вентиляционной сети $\Delta L_{тр.\,окт}$, дБ, находится по формуле

$$\Delta L_{тр\ окт} = L_{р\ окт} + \sum L^{P}_{p,\,окт} - \Delta L_4 l - n \Delta L_5 - L_g, \qquad (V.46)$$

где ΔL_4 – снижение уровней звуковой мощности на 1 м длины воздуховодов, дБ (табл. V.10); l – длина воздуховодов, м (см. табл. V.9); ΔL_5 снижение уровней звуковой мощности в результате отражения от открытого конца воздухораспределительной решетки, дБ (табл. V.10); L_g – допустимые уровни звукового давления для расчетной точки помещения, дБ (табл. V.10).

5. Площадь свободного сечения глушителя $F_{гл}$, м^2, определяется зависимостью

$$F_{гл} = L_c / v_g, \qquad (V.47)$$

где v_g – допустимая скорость движения воздуха в глушителе, принимаемая для центральных глушителей в пределах 4–8 м/с с таким расчетом, чтобы можно было подобрать типовой пластинчатый глушитель с $F_{гл}$ = 0,2; 0,3; 0,4; 0,6; 0,8; 0,9; 1,0; 1,2; 1,6 м^2.

6. Необходимая длина глушителя для каждой октавной полосы $l_{гл}$ определяется по табл. V.10 в зависимости от требуемого снижения октавных уровней звуковой мощности, рассчитанной по формуле (V.46), к установке принимается наибольшая длина из полученных величин.

7. Аэродинамическое сопротивление типового пластинчатого глушителя с пластинами без обтекателей $\Delta p_{гл}$, Па, при отношении свободного сечения глушителя к его габаритным размерам, равным 0,5, определяется по формуле

$$\Delta p_{гл} = (0{,}5 + 1{,}35\, l_{гл})\, \rho\, v_g^2 / 2, \qquad (V.48)$$

где ρ – плотность воздуха, для всех вариантов принять ρ = = 1,2 кг/м^3.

Пример № 43. Рассчитать центральный шумоглушитель пластинчатого типа без обтекателей для приточной установки зрительного зала кинотеатра с вентилятором ЦЧ-70 № 8, p = 500 Па, ΣL = = 41 дБ, σ = 0. Воздух в количестве 2,4 м^3/с при температуре t = 20°С (ρ = 1,2 кг/м^3) раздается в зрительный зал через пять декоративных решеток размером 750х500 с отношением живого сечения к габаритным размерам, равным 0,7; длина воздуховодов вентиляционной сети 75 м.

Решение. 1. По формуле (V.42) находим общий уровень звуковой мощности вентилятора:

$$L_{р,общ} = 41 + 16{,}4\ lg\ 500 + 10\ lg\ 2{,}4 = 89\ дБ.$$

2. Определяем по формуле (V.43) октавные звуковые мощности вентилятора и расчет сводим в табл. V.11.

Таблица V.11. Результаты расчета шумоглушителя в примере № 43

Рассчитываемая величина	Среднегеометрическая частота октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Октавная звуковая мощность вентилятора $L_{р,окт}$, дБ	93	89	85	80	76	72	68	63
Октавная звуковая мощность, генерируемая воздухораспределительной решеткой $L^{р}_{р,окт}$	26	31	31	31	31	31	26	21
Суммарная октавная мощность, генерируемая воздухораспределительными решетками $\sum L^{р}_{р,окт}$, дБ	33	38	38	38	38	38	33	28
Гребуемое снижение октавной звуковой мощности $\Delta L_{тр,окт}$	17	15	50	68	68	67	,60	52
Длина шумоглушителя $l_{гл}$, м	-	4	5	4,5	6	8,5	7,5	10

3. Найдя скорость воздуха v, м/с, в свободном сечении воздухораспределительной решетки $v = 2{,}4/(0{,}5 \cdot 0{,}75 \cdot 0{,}7 \cdot 5) = 1{,}85$ м/с, по формуле (V.44) определяем октавную звуковую мощность, генерируемую воздухораспределительной решеткой, а по формуле (V.45) – всеми решетками. Расчет сводим в табл. V.11.

4. Требуемое снижение октавной звуковой мощности определяем по формуле (V.46) и расчет сводим в табл. V.11.

5. Площадь свободного сечения глушителя находим по формуле (V.47), принимая v_g = 4 м/с:

$$F_{гл} = 2,4/4 = 0,6 \text{ м}^2.$$

6. Необходимую длину шумоглушителя определяем по табл. V.10, исходя из $\Delta L_{тр\ окт}$ (табл. V.11). К установке принимаем глушитель длиной 10 м.

7. Аэродинамическое сопротивление шумоглушителя находим по формуле (V.48):

$$\Delta p_{гл} = (0,5 + 1,35 \cdot 10) \cdot 1,2 \cdot 16/2 = 134 \text{ Па}.$$

Задания для научно-исследовательской работы:

1. Дать анализ зависимости размеров глушителя от полного давления вентилятора p, приняв последнее от 500 до 1500 Па.

2. Показать зависимость гидравлического сопротивления глушителя при изменении допустимой скорости v_g от 4 до 8 м/с.

V.4. Пылеуловители

В вентиляционной технике для очистки воздуха от пыли применяют устройства с общим названием пылеуловители. Различают пылеуловители для очистки воздуха, поступающего в помещение, так называемые воздушные фильтры, и для очистки вентиляционных выбросов – собственно пылеуловители.

Работу пылеуловителей характеризуют следующие показатели.

Коэффициент очистки η, т.е. отношение массы уловленной пыли ΔM к массе пыли, поступающей в пылеуловитель M:

$$\eta = \Delta M / M. \qquad (V.49)$$

Если расходы воздуха, входящего L_1 и выходящего L_2 из пылеуловителя, равны, то коэффициент очистки можно выразить через концентрацию пыли, г/м^3, на входе c_1 и на выходе c_2 из аппарата:

$$\eta = (c_1 - c_2)/c_1. \qquad (V.50)$$

Производительность пылеуловителя по газу (воздуху) L, выражаемая в м^3/ч или м^3/с.

Аэродинамическое сопротивление пылеуловителя Δp, Па, которое определяется разностью давления на входе в аппарат и на выходе из него.

Воздушная нагрузка фильтра или скорость фильтрации $L_ф$, м^3/(м^2·ч), т.е. отношение объемного расхода воздуха L, м^3/ч, проходящего через фильтр, к площади фильтрующей поверхности F, м^2:

$$L_ф = L/F. \qquad (V.51)$$

Пылеемкость фильтра q, г/м^2, - это количество пыли, которое фильтр накапливает между двумя очередными регенерациями фильтрующего материала или до увеличения величины сопротивления фильтра в два-три раза.

Стоимость очистки воздуха, отнесенная к 1000 м^3/ч газа, включает в себя как капитальные затраты на установку пылеуловителя, так и стоимость его эксплуатации.

Воздушные фильтры

Воздушные фильтры в системах вентиляции, воздушного отопления и кондиционирования воздуха применяются для уменьшения концентрации пыли в помещениях, защиты вентиляционного оборудования от загрязнения, поддержания в производственных помещениях заданной чистоты воздуха. Воздушные фильтры принято классифицировать по их эффективности (табл. V.12).

Таблица V.12. Классификация воздушных фильтров по эффективности

Класс фильтра	Размеры эффективно улавливаемых частиц, мкм	Средняя эффективность по массе пыли,%
I	Все частицы	99
II	Более 1	85
III	10 ÷ 50	60

В вентиляционной технике широко применяются рулонные воздушные фильтры. Рулонный воздушный фильтр состоит из каркаса, в верхней и нижней частях которого находятся катушки. Фильтрующий материал (синтетические материалы сухие и смоченные, стекловолокно и т.п.) по мере загрязнения постоянно или периодически сматывается с одной катушки (обычно верхней) и наматывается на другую катушку. Регенерация фильтрующего материала может производиться как вне фильтра, например фильтры ФРУ, так и в самом фильтре, например фильтры ФРП. Характеристика некоторых воздушных фильтров приведена в табл. V.13.

Подбор воздушных фильтров включает выбор при заданной эффективности марки фильтра, расчета его начального и конечного сопротивления или количества уловленной пыли при заданном конечном сопротивлении, определение продолжительности работы фильтра до перемотки фильтрующего материала или количества включений механизма перемотки материала в единицу времени.

Задача № 44. Подобрать рулонный воздушный фильтр ФРП или ФРУ для очистки наружного приточного воздуха.

Таблица V.13. Технические показатели фильтров типа ФРУ и ФРП

Показатели работы фильтров	Марка фильтра				
	ФЧРУ4А	Ф6РУ6А	Ф6РП6Б	Ф4РП4Б	Ф2РП7Б
Номинальная пропускная способность воздуха L, $м^3/ч$	40000	60000	60000	40000	20000
Площадь рабочего сечения $F_р$, $м^2$	4	6	6	4	2
Фильтрующий материал	ФСВУ	ФСВУ	ФРНК	ФРНК	ФРНК
Эффективность очистки η, %	80-85	80-85	80-85	80-85	80-85
Начальное номинальное сопротивление $\Delta p^н_н$, Па, при удельной нагрузке 7000 $м^3/(ч\ м^2)$	40	40	85	85	85
Рекомендуемая конечная пылеемкость $q_р$, $г/м^2$	600	600	900	900	900
Предельная начальная запыленность воздуха $c_н$, $мг/м^3$	1	1	5	5	5
Превышение сопротивления фильтра над начальным Δp, Па, при воздушной нагрузке 7000 $м^3/(ч \cdot м^2)$ и рекомендуемой конечной пылеемкости	110	110	500	500	500

Исходные данные (табл.V.14): расход очищаемого воздуха L, $м^3/ч$; коэффициент очистки η; начальное пылесодержание воздуха $c_н$, $мг/м^3$; конечная пылеемкость материала $q_к$, $г/м^2$; режим работы фильтра.

Порядок расчета. 1. Исходя из расхода воздуха L, $м^3/ч$

Таблица V.14. Исходные данные для расчета воздушных фильтров к задаче № 44

№ варианта	Марка фильтра	Расход воздуха L, м^3/ч	Коэффициент очистки η	Начальное пылесодержание $c_н$, мг/м^3	Конечная пылеемкость материала $q_к$, г/м^2	Число часов работы фильтра в сутки $\tau_{сут}$.
1	Ф2РП7Б	4755	0,80	0,5	550	8
2	Ф2РП7Б	4345	0,81	0,6	550	16
3	Ф2РП7Б	5370	0,82	0,7	500	24
4	Ф2РП7Б	5665	0,83	0,8	450	8
5	Ф2РП7Б	9340	0,84	0,9	400	16
6	Ф2РП7Б	8870	0,85	1,0	350	24
7	Ф2РП7Б	8340	0,80	0,5	300	8
8	Ф2РП7Б	8605	0,81	0,6	300	16
9	Ф2РП7Б	14120	0,82	0,7	350	24
10	Ф2РП7Б	12585	0,83	0,8	400	8
11	Ф2РП7Б	12110	0,84	0,9	450	16
12	Ф2РП7Б	11090	0,85	1,0	500	24
13	Ф2РУ4А	20000	0,80	0,5	550	8
14	Ф2РП7Б	19940	0,81	0,7	500	16
15	Ф2РП7Б	14560	0,82	0,7	550	24
16	Ф2РП7Б	13480	0,83	1,0	650	8
17	Ф4РУ4А	22530	0,84	2,0	700	16
18	Ф4РУ4А	20075	0,85	3,0	750	24
19	Ф2РП7Б	18230	0,80	4,0	800	8
20	Ф2РП7Б	16245	0,81	5,0	850	16
21	Ф4РУ4А	27670	0,82	1,0	600	24
22	Ф4РУ4А	21500	0,83	2,0	800	8
23	Ф2РП7Б	17120	0,84	3,0	850	16
24	Ф2РП7Б	13720	0,85	4,0	800	24
25	Ф2РП7Б	18630	0,80	5,0	750	8
26	Ф2РП7Б	14530	0,81	1,0	700	16
27	Ф2РП7Б	10030	0,82	2,0	650	24
28	Ф2РП7Б	7580	0,83	3,0	600	8
29	Ф2РП7Б	9600	0.84	4,0	550	16
30	Ф2РП7Б	6070	0,85	1,0	500	24

(табл. V.14), принимаем по табл. V.13 типоразмер фильтра с площадью фильтрующего сечения $F_р$, м^2.

2. Уточняем по формуле (V.51) воздушную нагрузку (скорость фильтрации) фильтра $L_ф$, м^3/(м^2·ч).

3. Определяем начальное сопротивление фильтра $\Delta p_н$, Па, по формуле, аппроксимированной по графику рис. IV.6 [16]:

$$\Delta p_н = \Delta p_н^н (L_ф / L_ф^н)^{1,5}, \qquad (V.52)$$

где $\Delta p_н^н$ – начальное номинальное сопротивление фильтра, Па, при воздушной нагрузке фильтра $L_ф^н = 7000$ м^3/(м^2 ч) (табл. V.13).

4. Определяем конечное сопротивление фильтра $\Delta p_к$, Па, по графику IV.7 [16] или по формуле

$$\Delta p_к = \Delta p_н + \Delta p_ф, \qquad (V.53)$$

где $\Delta p_ф$ – фактическое превышение сопротивления фильтра над начальным, Па:

$$\Delta p_ф = \Delta p (q_к / q_р)^{1,25}, \qquad (V.54)$$

здесь Δp – превышение сопротивления фильтра над начальным, Па (табл. V.13), $q_р$ – рекомендуемая конечная пылеемкость, г/м^2 (табл. V.13).

5. Находим продолжительность работы фильтра τ, ч, до включения механизма перемотки материала по формуле

$$\tau = 10^3 q_к / (L_ф c_н \eta). \qquad (V.55)$$

6. Рассчитываем число суток работы фильтра $n_{сут}$ до включения механизма перемотки фильтрующего материала:

$$n_{сут} = \tau / \tau_{сут}, \qquad (V.56)$$

где $\tau_{сут}$ – число часов работы фильтра в сутки (табл. V.14).

Пример № 44. Дано: $L = 8605$ м^3/ч, $\eta = 0{,}81$, $c_н = 0{,}6$ мг/м^3, $q_к = 300$ г/м^2, $\tau_{сут} = 164$ ч. Подобрать фильтр типа ФРП, определив начальное и конечное сопротивление фильтра и число суток работы фильтра до включения механизма перемотки.

Решение. 1. Согласно табл. V.13 принимаем к установке фильтр Ф2РП7Б с $F_р = 2$ м^2.

2. Определяем по формуле (V.51) воздушную нагрузку:

$$L_ф = 8605/2 = 4302 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}).$$

3. Находим по формуле (V.52) начальное сопротивление фильтра при $L_ф = 4302$ м^3/(м^2 ч), $\Delta p_н^н = 85$ Па и $F_ф^н = 7000$ м^3/(м^2 ч) (табл. V.13):

$$\Delta p_н = 85 (4302/7000)^{1,5} = 41 \text{ Па}.$$

4. Вычисляем по формуле (V.54) фактическое превышение фильтра над начальным при $\Delta p = 500$ Па и $q_р = 900$ г/м^2 (табл. V.13):

$$\Delta p_ф = 500 (300/900)^{1,25} = 127 \text{ Па}.$$

Тогда конечное сопротивление фильтра [формула (V.53)] равно:

$$\Delta p_к = 41 + 127 = 168 \text{ Па}.$$

5. Продолжительность работы фильтра согласно (V.55) равна:

$$\tau = 10^3 \cdot 300/(4302 \cdot 0{,}6 \cdot 0{,}81) = 144 \text{ ч}.$$

6. Количество суток работы фильтра до включения механизма перемотки

$$n_{сут} = 144/16 = 9 \text{ сут}.$$

Программа расчета на ЭВМ воздушного фильтра дана в прил. XX.

Задание для научно-исследовательской работы:

Дать анализ и построить график зависимости продолжительности работы фильтра от начального и конечного пылесодержания воздуха.

Циклоны

Для очистки вентиляционных выбросов широко применяют циклоны, так как по сравнению с другими сухими пылеуловителями они имеют более простую конструкцию и надежны в эксплуатации. Большое распространение получили циклоны НИИОГаз ЦН-11, ЦН-15, ЦН-15у, ЦН-24.

Задача № 45. Рассчитать циклон серии ЦН: определить его диаметр, аэродинамическое сопротивление и коэффициент очистки.

Исходные данные (табл. V.15): марка циклона; расход очищаемого воздуха L, м^3/ч; количество циклонов n и способ их установки; температура очищаемого воздуха t, °С; плотность очищаемой пыли $\rho_п$, кг/м^3, ее начальная концентрация $c_н$, г/м^3, и медианный размер частиц $d_м$, мкм.

Порядок расчета. 1. Задаваясь оптимальной условной скоростью воздуха в поперечном сечении циклона $v_{опт}$, м/с (табл. V.16), определяем необходимую площадь F, м^2, сечения циклонов:

$$F = L/(3600\, v_{опт}). \qquad (V.57)$$

2. Определяем диаметр циклона D', м, по формуле

$$D' = 1{,}13\sqrt{F/n}. \qquad (V.58)$$

3. Вычисляем действительную скорость воздуха v_0, м/с, в циклоне:

$$v_0 = 1{,}27L/(3600\, n\, D^2), \qquad (V.59)$$

где D – ближайший к величине D' номенклатурный диаметр циклона, м (для циклонов серии ЦН номенклатурные диаметры равны: 0,15, 0,2, 0,3, 0,4, 0,45, 0,5, 0,6, 0,7, 0,8, 0,9, 1,0 м).

Таблица V.15. Исходные данные для расчета циклонов серии ЦН к задаче № 45

№ варианта	Марка циклона	Расход очищаемого воздуха L_1, $м^3/ч$	Количество циклонов, шт	Способ установки циклонов	Температура очищаемого воздуха t, °С	Плотность пыли $\rho_п$, $кг/м^3$	Начальная концентрация пыли $c_н$, $г/м^3$	Размер пыли $d_м$, мкм
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	ЦН-11	1000	1	Одиночная с отводом воздуха в атмосферу	30	2000	1	5
2	ЦН-15	2000	1	〃	35	2100	10	5,5
3	ЦН-15у	3000	1	〃	40	2200	20	6,0
4	ЦН-11	4000	1	〃	45	2300	40	6,5
5	ЦН-24	5000	1	〃	50	2400	80	7,0
6	ЦН-15	6000	2	Прямоточная с отводом воздуха из общего коллектора	55	2500	120	7,5
7	ЦН-15у	7000	2	〃	60	2600	1	8,0
8	ЦН-24	8000	2	〃	65	2700	10	8,5
9	ЦН-11	9000	2	〃	70	2800	20	9,0
10	ЦН-15	10000	2	〃	75	2900	40	9,5
11	ЦН-15у	11000	3	Круговая с отводом воздуха из общего коллектора	32	3000	80	10,0
12	ЦН-24	12000	3	〃	37	2050	120	10,5

Окончание табл. V.15.

1	2	3	4	5	6	7	8	9
13	ЦН-11	13000	3	Круговая с отводом воздуха из общего коллектора	42	2150	1	11,0
14	ЦН-15	14000	3	"	47	2250	10	11,5
15	ЦН-15у	15000	3	"	52	2350	20	12,0
16	ЦН-24	1000	2	Прямоточная с отводом воздуха через улитку	57	2450	40	12,5
17	ЦН-11	2000	2	"	62	2550	80	13,0
18	ЦН-15	3000	2	"	67	2650	120	13,5
19	ЦН-15у	4000	2	"	72	2750	1	14,0
20	ЦН-24	5000	2	"	50	2400	80	7,0
21	ЦН-11	6000	3	Круговая с отводом воздуха из общего коллектора	31	2850	10	14,5
22	ЦН-15	7000	3	"	36	2950	20	15,0
23	ЦН-15у	8000	3	"	41	3050	40	15,5
24	ЦН-24	9000	3	"	46	2200	120	16,0
25	ЦН-11	10000	3	"	51	2400	1	16,5
26	ЦН-15	11000	4	Прямоточная с отводом воздуха через улитку	56	2600	10	17,0
27	ЦН-15у	12000	4	"	61	2800	20	17,5
28	ЦН-24	13000	4	"	66	3000	40	18,0
29	ЦН-11	14000	4	"	71	2800	80	18,5
30	ЦН-15	15000	4	"	76	2750	120	19,0

Таблица V.16. Оптимальная скорость воздуха $v_{опт}$, м/с, и коэффициенты местных сопротивлений ξ_0 циклонов серии ЦН

Серия и № циклона	$v_{опт}$, м/с	Коэффициенты местного сопротивления циклонов ξ_0		
		с отводом воздуха в атмосферу	с улиткой на выхлопной трубе	при групповой установке
ЦН-11	3,5	250	235	215
ЦН-15	3,5	163	150	140
ЦН-15у	3,5	170	158	148
ЦН-24	4,5	80	73	70

Действительная скорость в циклоне v_0 не должна отличаться от оптимальной $v_{опт}$ более чем на 15%.

4. Находим аэродинамическое сопротивление установки $\Delta p_ц$, Па, по формуле

$$\Delta p_ц = \xi_ц \frac{v_0^2 \rho}{2}, \qquad (V.60)$$

где $\xi_ц$ – коэффициент местного сопротивления, отнесенный к скорости v_0,

$$\xi_ц = k_1 k_2 \xi_0 + \Delta\xi, \qquad (V.61)$$

здесь k_1 – коэффициент, зависящий от диаметра циклона (табл.V.17); k_2 – поправочный коэффициент на запыленность воздуха (табл.V.18); ξ_0 – коэффициент местного сопротивления циклона диаметром 500 мм для чистого воздуха (табл.V.16); $\Delta\xi$ – коэффициент, зависящий от компоновки нескольких циклонов (см. табл.V.15) и определяемый по табл.У.19.

Таблица V.17. Поправочный коэффициент на диаметр циклона k_1

Диаметр циклона D, м	Коэффициент k_1, для циклонов типа	
	ЦП-11 –	ЦН-15, ЦН-15у, ЦН-24
0,15	0,94	0,85
0,2	0 95	0,90
0,3	0,96	0,93
0,4	0,98	0,96
0,45	0,99	1,00
0,5 и более	1,00	1,00

Таблица V.18. Поправочный коэффициент на запыленность воздуха κ_2

Тип циклона	Коэффициент κ_2 при запыленности воздуха, г/м^3					
	0	10	20	40	80	120
ЦН-11	1	0,96	0,94	0,92	0,9	0,87
ЦН-15	1	0,93	0,92	0,91	0,9	0,87
ЦН-15у	1	0,95	0,92	0,91	0,89	0,88
ЦН-24	1	0,95	0,93	0,92	0,9	0,87

Таблица V.19. Поправочный коэффициент на компоновку группы циклонов $\Delta\xi$

Характер компоновки циклонов	$\Delta\xi$
Прямоточная	
с отводом очищенного воздуха из общего коллектора	35
с отводом очищенного воздуха через улиточные раскручиватели	28
Круговая с отводом воздуха из общего коллектора	60
Одиночная с отводом воздуха в атмосферу	0

5. По графику рис. V.5 определяем размер пыли d'_{50} с эффективностью $\eta = 50\%$ для принятого типа циклона и условий испытания: диаметра 0,5 м, оптимальной скорости воздуха $v_{опт}$, плотности пыли 2670 кг/м^3, динамической вязкости воздуха $17{,}75 \cdot 10^{-6}$ Па·с.

6. Находим размер пыли d_{50} для реальных условий: диаметра циклона D, скорости воздуха v_0, плотности пыли $\rho_п$ (см. табл. V.15) и динамической вязкости воздуха μ, по формуле

$$d_{50} = 17{,}34 \cdot 10^3 d'_{50} \sqrt{D \mu v_{опт} / (\rho_п v_0)}. \qquad (V.62)$$

Динамическая вязкость воздуха определяется зависимостью

$$\mu = \mu_0 \frac{397}{t + 397} \left(\frac{t + 273}{273}\right)^{3/2}, \qquad (V.63)$$

где $\mu_0 = 17{,}3 \cdot 10^{-6}$ Па·с – коэффициент динамической вязкости при $t = 0^\circ$C.

7. Находим эффективность циклона (группы циклонов) следующим образом: а) на графике рис. V.5 находим точку с координатами $\eta = 50\%$ и d_{50}; б) из этой точки проводим линию, параллельную линии,

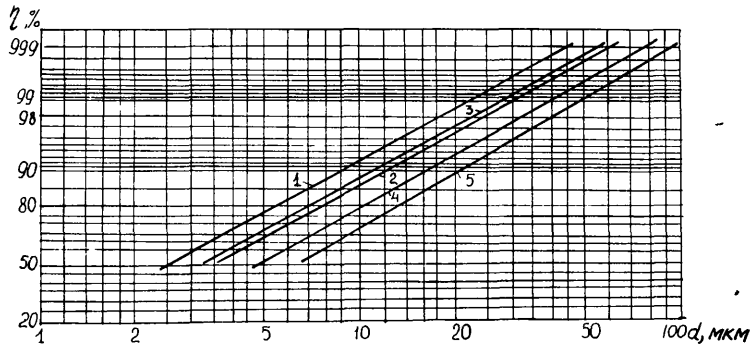


Рис. V.5. Фракционная эффективность циклонов НИИОГаза: 1 - ЦН-11; 2 - ЦН-15у; 3 - ЦН-15; 4 - ЦН-24; 5 - задача № 45

характеризующей фракционную эффективность выбранного типа циклона; в) из точки на оси абсцисс (рис. V.5), соответствующей медианному размеру очищаемой пыли (табл. V.15), восстанавливают перпендикуляр до пересечения с проведенной линией (см. п.б); г) точка пересечения этих линий будет определять на оси ординат эффективность запроектированного циклона (группы циклонов).

Пример № 45. Дано: расход очищаемого воздуха $L = 10000$ м^3/ч; температура воздуха $t = 40^\circ$С, пыль - горелая земля плотностью $\rho_п = 2900$ кг/м^3 и начальной концентрацией $c_н = 10$ г/м^3; медианный диаметр пыли $d_м = 15$ мкм. Рассчитать аэродинамическое сопротивление и эффективность одиночного циклона ЦН-24 с отводом воздуха в атмосферу.

Решение. 1. Оптимальная скорость воздуха в циклоне согласно табл. V.16 $v_{опт} = 4,5$ м/с. Площадь сечения циклона по выражению (V.57) равна:

$$F = 10000/(3600 \cdot 4,5) = 0,617 \text{ м}.$$

2. Диаметр циклона определяем по (V.58):

$$D' = 1,13\sqrt{0,617/1} = 0,888 \text{ м}.$$

Принимаем ближайший номенклатурный диаметр $D = 0,9$ м.

3. По формуле (V.59) вычисляем действительную скорость воздуха:

$$w_0 = 1{,}27 \cdot 10000/(3600 \cdot 1 \cdot 0{,}9^2) = 4{,}36 \text{ м/с.}$$

Действительная скорость в циклоне отличается от номинальной на (4,5 - 4,36) 100/4,5 = 3%, что меньше 15%.

4. Находим коэффициент местного сопротивления циклона по (V.61):

$$\xi = 1 \cdot 0{,}95 \cdot 80 = 76.$$

а по (V.60) определяем аэродинамическое сопротивление циклона:

$$\Delta p_ц = 76 \cdot 4{,}36^2 \cdot 1{,}128/2 = 814 \text{ Па}$$

(1,128 - плотность воздуха при $t = 40^\circ C$).

5. По графику рис. V.5, линия 5, находим $d'_{50} = 5$ мкм при эффективности циклона ЦН-24 $\eta = 50\%$.

6. Находим по зависимости (V.63) динамическую вязкость воздуха:

$$\mu = 19{,}3 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с.}$$

По формуле (V.62) определяем размер пыли для реальных условий:

$$d_{50} = 17{,}34 \cdot 10^3 \cdot 5\sqrt{0{,}9 \cdot 19{,}3 \cdot 10^{-6} \cdot 4{,}5/(2900 \cdot 4{,}36)} = 6{,}82 \text{ мкм.}$$

7. Определяем эффективность циклона:

а) на графике рис. V.5 находим точку с координатами $\eta = 50\%$, $d_{50} = 6{,}82$ мкм;

б) из этой точки проводим линию 5, параллельную прямой 4;

в) из точки на оси абсцисс $d_м = 15$ мкм восстанавливаем перпендикуляр до пересечения с проведенной линией 5;

г) точка пересечения соответствует эффективности циклона $\eta = 83\%$.

Задания для научно-исследовательской работы:

1. Показать зависимость аэродинамического сопротивления циклона (группы циклонов) от начальной запыленности воздуха $c_н$, приняв последнюю 10, 20, 40, 80, 120 г/м^3.

2. Проанализировать эффективность циклона (группы циклонов):

от плотности очищаемой пыли $\rho_п$, принимаемой равной от 2000 до 3000 кг/м^3;

от размера очищаемой пыли $d_м$, принимаемой равной от 5 до 20 мкм.

Аппараты мокрой очистки

Аппараты имеют очень высокий коэффициент очистки воздуха, однако для этого требуется часто затрачивать значительно больший по сравнению с сухими пылеуловителями расход энергии. Из аппаратов

мокрой очистки преимуществом перед другими в основном из-за своей простоты пользуется скруббер (труба) Вентури.

Расчет мокрых пылеуловителей и в том числе труб Вентури удобно вести с помощью энергетического метода, который основан на допущении, что при улавливании определенного вида пыли эффективность аппарата зависит только от удельного расхода энергии и не зависит от размера и типа пылеуловителя. В общий расход энергии должна входить и энергия, затраченная на распыл жидкости.

Затраты энергии на мокрую очистку газов от пыли $K_т$, кДж/1000 м^3 газа, определяются по формуле

$$K_т = \Delta p_п + m p_ж, \qquad (V.64)$$

где $\Delta p_п$ – аэродинамическое сопротивление трубы Вентури и циклона каплеотделителя; Па; m – удельный расход орошающей воды, м^3/м^3 воздуха; $p_ж$ – давление распыляемой воды, Па.

Зависимость между степенью очистки запыленного воздуха и затратами энергии $K_т$ выражается формулой

$$\eta = 1 - \exp(-BK_т^{æ}), \qquad (V.65)$$

где B, æ – параметры, характеризующие пыль (табл. V.20).

Таблица V.20. Параметры B и æ для некоторых пылей

Вид пыли	B	æ
Тальк	0,206	0,3506
Ваграночная пыль	$1{,}355 \cdot 10^{-2}$	0,6210
Мартеновская пыль	$1{,}915 \cdot 10^{-2}$	0,5688
Колошниковая пыль	$6{,}61 \cdot 10^{-3}$	0,8910
Пыль известковых печей	$6{,}5 \cdot 10^{-4}$	1,0529
Пыль при выплавке латуни	$2{,}34 \cdot 10^{-2}$	0,5377
Пыль каолинового производства	$2{,}34 \cdot 10^{-4}$	1,1150
Пыль при производстве сажи	$1 \cdot 10^{-5}$	1,3600
Возгоны свинца и цинка	$6{,}74 \cdot 10^{-3}$	0,4775
Зола дымных газов карбидных печей	$0{,}823\ 10^{-3}$	0,9140

При расчете аппаратов для очистки воздуха коэффициентом η задаются или определяют его, исходя из экономических требований. Тогда затраты энергии на мокрую очистку [см. формулу (V.65)] можно представить следующим образом:

$$K_т = \sqrt[x]{-\ln(1-\eta)/B}. \qquad (V.66)$$

Расчет трубы Вентури при заданном коэффициенте очистки воздуха обычно включает: расчет аэродинамического сопротивления аппарата и пылеотделителя (циклона), определение геометрических размеров аппарата, пылеотделителя и диаметра сопла форсунки для подачи орошаемой воды.

Задача № 46. Рассчитать трубу Вентури (скоростной газопромыватель) с подачей в него воды через струйную форсунку и циклон-пылеотделитель для заданного типа пыли.

Исходные данные (табл. V.21): коэффициент очистки воздуха η, расход воздуха L, м^3/ч; удельный расход распыляемой воды m, м^3/м^3 воздуха, и ее напор $\rho_ж$, кПа; скорость воздуха в конфузоре трубы $v_к$, м/с. Коэффициент местного сопротивления сухого пылеотделителя без подачи в него воды равен $\zeta_c = 0{,}15$. В качестве пылеотделителя принять циклон ЦВП без подачи в него воды диаметром 315, 500, 630, 800 или 1000 мм с коэффициентом местного сопротивления $\zeta_ц$ – 30, отнесенным к условной скорости в поперечном сечении циклона $v_ц = 4{,}5 \div 6{,}5$ м/с.

Таблица V.21. Исходные данные для расчета трубы Вентури к задаче № 46

№ варианта	Вид пыли	Расход очищаемого воздуха L, м^3/ч	Величина коэффициента очистки η	Удельный расход воды m, м^3/м^3 воздуха	Напор распыляемой воды $\rho_ж$, кПа	Скорость воздуха в конфузоре трубы $v_к$, м/с
1	2	3	4	5	6	7
1	Тальк	1000	0,970	0,001	300	16
2	Ваграночная пыль	2000	0,975	0,002	310	17
3	Мартеновская пыль	3000	0,980	0,003	320	18
4	Колошниковая пыль	4000	0,985	0,001	330	19
5	Пыль известковых печей	5000	0,990	0,005	340	20
6	Пыль при выплавке латуни	6000	0,970	0,005	350	20
7	Пыль каолинового производства	7000	0,975	0,004	360	19

Окончание табл. V.21

1	2	3	4	5	6	7
8	Возгоны свинца и цинка	8000	0,980	0,003	370	18
9	Производство сажи	9000	0,985	0,002	380	17
10	Зола дымовых газов	10 000	0,990	0,002	390	17
11	Тальк	11 000	0,970	0,001	390	16
12	Ваграночная пыль	12 000	0,975	0,002	380	17
13	Мартеновская пыль	13 000	0,980	0,003	370	18
14	Колошниковая пыль	14 000	0,985	0,001	360	19
15	Пыль известковых печей	15000	0,990	0,005	350	20
16	Пыль при выплавке латуни	16000	0,970	0,005	340	20
17	Пыль каолинового производства	17000	0,975	0,004	330	19
18	Производство сажи	1000	0,980	0,003	320	18
19	Возгоны свинца и цинка	2000	0,985	0,002	310	17
20	Зола дымовых газов карбидных печей	3000	0,990	0,002	300	17
21	Тальк	4000	0,970	0,001	300	16
22	Ваграночная пыль	5000	0,975	0,002	310	17
23	Мартеновская пыль	6000	0,980	0,003	320	18
24	Колошниковая пыль	7000	0,985	0,001	330	19
25	Пыль известковых печей	8000	0,990	0,005	340	20
26	Пыль при выплавке латуни	9000	0,970	0,005	350	20
27	Пыль каолинового производства	10000	0,975	0,004	360	19
28	Производство сажи	11000	0,980	0,003	370	18
29	Возгоны свинца и цинка	12000	0,985	0,002	380	17
30	Зола дымовых газов карбидных печей	13000	0,990	0,001	390	17

Порядок расчета. 1. Определяем по формуле (V.66) затраты энергии на очистку воздуха.

2. Находим из формулы (V.64) общие аэродинамические потери в трубе Вентури и циклоне- пылеотделителе:

$$\Delta p_{п} = K_{т} - m\rho_{ж}. \qquad (V.67)$$

3. Высчитываем диаметр циклона-отделителя по формуле

$$d_{ц} = 1{,}13\sqrt{L/(3600\,v_{ц})}, \qquad (V.68)$$

принимая условную скорость $v_{ц}$ в поперечном сечении циклона такой, чтобы диаметр циклона был номенклатурный (см. исходные данные).

4. Рассчитываем аэродинамическое сопротивление циклона-пылеотделителя $\Delta p_ц$, Па, по формуле

$$\Delta p_ц = \xi_ц v_ц^2 \rho/2, \qquad (V\ 69)$$

где ρ – плотность очищаемого воздуха, кг/м^3 (см. прил. I).

5. Находим аэродинамическое сопротивление трубы Вентури $\Delta p_{тп}$, Па, при подаче в нее воды:

$$\Delta p_{тр} = \Delta p_п - \Delta p_ц. \qquad (V\ 70)$$

6. Определяем скорость воздуха в горловине трубы Вентури $v_г$, м/с:

$$v_г = \sqrt{2\,\Delta p_{тр}/(\rho\xi_c + \rho_ж \xi_ж m)}, \qquad (V.71)$$

где $\rho_ж$ – плотность орошаемой воды, кг/м^3; $\xi_ж$ – коэффициент гидравлического сопротивления трубы Вентури с подачей в нее воды,

$$\xi_ж = 0{,}63\xi_c m^{-0{,}3}. \qquad (V.72)$$

Зависимость (V.71) при длине горловины $l_г = 0{,}15\ d_г$ ($d_г$ – диаметр горловины трубы Вентури, м), $\rho = 1{,}2$ кг/м^3, $\rho_ж = 1000$ кг/м^3, а также с учетом, что $\xi_c = 0{,}15$, а $\xi_ж$ определяется по зависимости (V.72), принимает вид:

$$v_г = 3{,}33\sqrt{\Delta p_{тр}/(1 + 0{,}525\, m^{0{,}7} 10^3)}. \qquad (V\ 73)$$

7. Находим геометрические размеры трубы Вентури (рис V 6)

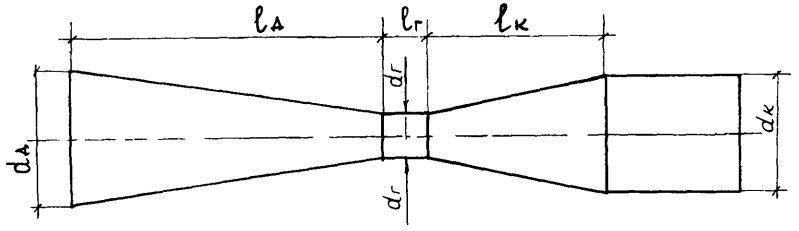


Рис. V.6. Схема трубы Вентури

диаметр горловины, м:

$$d_г = 1{,}88 \cdot 10^{-2}\sqrt{L/v_г}\ ; \qquad (V.74)$$

длина горловины, м:

$$l_г = 0{,}15\, d_г\ ; \qquad (V.75)$$

диаметр входного отверстия конфузора $d_к$, м:

$$d_к = 1{,}88 \cdot 10^{-2}\sqrt{L/v_к}; \qquad (V.76)$$

длина конфузора $l_к$, м:

$$l_к = (d_к - d_г)/(2\,tg\,\alpha_к/2), \qquad (V.77)$$

где $\alpha_к$ – угол раскрытия конфузора, $\alpha_к$ = 25–30°;

диаметр выходного отверстия диффузора d_g, м:

$$d_g = 1{,}88 \cdot 10^{-2}\sqrt{L/v_g}, \qquad (V.78)$$

где v_g – скорость воздуха на выходе из диффузора, принимается в пределах 15–18 м/с с таким расчетом, чтобы диаметр d_g был равен номенклатурным диаметрам воздуховодов;

длина диффузора l_g, м:

$$l_g = (d_g - d_г)/(2\,tg\,\alpha_g/2), \qquad (V.79)$$

где α_g – угол раскрытия диффузора, принимаемый равным 6–7°.

8. Диаметр сопла для подачи воды d_c, м, определяем по формуле

$$d_c = 1{,}06\sqrt{L_m/(3600\sqrt{p_ж})}. \qquad (V.80)$$

Пример № 46. Рассчитать энергетическим методом трубу Вентури для очистки воздуха от ваграночной пыли ($B = 1{,}355 \cdot 10^{-2}$, $æ = 0{,}621$).

Дано: $L = 10000$ м^3/ч; $\eta = 0{,}99$; $\rho = 1{,}2$ кг/м^3, $\rho_ж =$ $= 1000$ кг/м^3; $m = 0{,}001$ м^3/м^3 воздуха; $p_ж = 300$ кПа; $\xi_c =$ $= 0{,}15$; $v_к = 18$ м/с; в качестве пылеотделителя принять циклон с водяной пленкой ЦВП без подачи в него воды с $\xi_ц = 30$.

Решение. 1. Затраты энергии на очистку воздуха по формуле (V.66) равны:

$$K_т = \frac{0{,}621}{\sqrt{-1n(1 - 0{,}99)/(1{,}355 \cdot 10^{-2})}} = 11\,917 \text{ кДж/1000 м}^3$$ воздуха.

2. Общее гидравлическое сопротивление в трубе Вентури и пылеотделителе по формуле (V.67) равно:

$$\Delta p_п = 11\,917 - 0{,}01 \cdot 30\,000 = 11\,617 \text{ Па}.$$

3. Диаметр циклона-отделителя по формуле (V.68) равен:

$$d_ц = 1{,}13\sqrt{1000/(3600 \cdot 5{,}5)} = 0{,}8 \text{ м}.$$

4. Аэродинамическое сопротивление циклона-пылеотделителя равно [см. формулу (V.69)]:

$$\Delta p_ц = 30 \cdot 5{,}5^2 \cdot 1{,}2/2 = 545 \text{ Па}.$$

5. Аэродинамическое сопротивление трубы Вентури при подаче в нее воды по (V.70) равно:

$$\Delta p_{тр} = 11\,617 - 545 = 11\,072 \text{ Па}.$$

6. Скорость воздуха в горловине трубы Вентури, рассчитанная по формуле (V.73), равна:

$$v_г = 3{,}33\sqrt{11\,072/(1 + 0{,}525 \cdot 0{,}001^{0{,}7} \cdot 10^3)} = 154 \text{ м/с}.$$

7. Геометрические размеры трубы Вентури вычисляем по формулам (V.74) - (V.79):

диаметр горловины:

$$d_г = 1{,}88 \cdot 10^{-2}\sqrt{10\,000/154} = 0{,}15 \text{ м};$$

длина горловины:

$$l_г = 0{,}15 \cdot 0{,}15 = 0{,}0225 \text{ м};$$

диаметр входного отверстия конфузора:

$$d_к = 1{,}88 \cdot 10^{-2}\sqrt{10\,000/18} = 0{,}445 \text{ м};$$

длина конфузора ($\alpha_к = 30^\circ$):

$$l_к = (0{,}445 - 0{,}15)/(2\ \mathrm{tg}\,30/2) = 0{,}55 \text{ м};$$

диаметр входного отверстия диффузора:

$$d_д = 1{,}88 \cdot 10^{-2}\sqrt{10\,000/17} = 0{,}455 \text{ м};$$

длина диффузора ($\alpha = 6^\circ$):

$$l_д = (0{,}455 - 0{,}15)/(2\ \mathrm{tg}\,6/2) = 1{,}451 \text{ м}.$$

8. Диаметр сопла для подачи воды, рассчитанный по формуле (V.80), равен:

$$d_с = 1{,}06\sqrt{10\,000\ 0{,}001/(3600\sqrt{300\,000})} = 2{,}4 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Программа расчета на ЭВМ трубы (скруббера) Вентури дана в прил. XXI.

Задание для научно-исследовательской работы:

Дать анализ зависимости гидравлического сопротивления трубы Вентури и размеров ее горловины от коэффициента очистки η, принимаемого равным 0,97; 0,975; 0,98; 0,985; 0,99; 0,995.

V.5. Воздуховоды равномерной раздачи и равномерного всасывания

В системах вентиляции находят широкое применение воздуховоды равномерного всасывания и равномерной раздачи воздуха. К таким устройствам можно отнести бортовые отсосы у промышленных ванн,

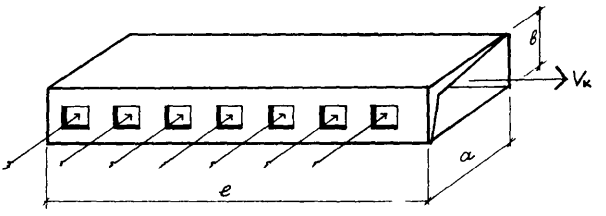


Рис. V.7. Схема воздуховодов равномерного всасывания (раздачи)

раздаточные короба воздушных завес и т.п. Особый интерес представляют воздуховоды равномерной раздачи и равномерного всасывания постоянного сечения с отверстиями одинаковой площади (рис. V.7). Такие воздуховоды, установленные в зрительных и актовых залах, фойе и других подобных помещениях общественных зданий и выполненные в строительном исполнении, хорошо вписываются в интерьер, обеспечивают требуемые нормами условия микроклимата зданий. Однако полной равномерности всасывания или раздачи воздуха такие воздуховоды обеспечить не могут, да такая равномерность почти никогда и не требуется. Поэтому при расчете воздуховодов равномерной раздачи или всасывания воздуха кроме геометрических и других необходимых данных должно обязательно указываться допустимое отклонение скорости или расхода воздуха от их среднего, максимального или минимального значений.

Задача № 47. Рассчитать вытяжной воздуховод постоянного сечения с боковыми отверстиями одинаковых размеров. Расчет ведем по методике [21].

Исходные данные (табл. V.22): размеры, м, поперечного сечения воздуховода a, b и его длина l; число отверстий n; абсолютная шероховатость стенок воздуховода k, мм; коэффициент расхода отверстия μ (для всех вариантов $\mu = 0{,}82$); расход воздуха через воздуховод L, $м^3/ч$; максимально допустимое отклонение расхода в i-м отверстии от среднего расхода r_{max}

Определить площадь единичного отверстия f, $м^2$, и сопротивление всего воздуховода Δp, Па.

Порядок расчета. 1. Определяем скорость воздуха $v_к$, м/с, в конце воздуховода:

$$v_к = L/(3600\,a\,b). \qquad (V.81)$$

2. Вычисляем эквивалентный по скорости диаметр воздуховода по формуле

Таблица V.22. Исходные данные для расчета воздуховодов равномерного всасывания и раздачи воздуха к задачам № 47, 48

№ варианта	Расход воздуха L, м³/ч	Сечение воздуховода, м		Длина воздуховода l, м	Число отверстий n, шт.	Абсолютная шероховатость k, мм	Максимально допустимое отклонение r_{max}
		a	в				
1	4755	0,4	0,5	5,0	3	1,0	0,05
2	4345	0,4	0,5	4,5	3	1,5	0,06
3	5370	0,4	0,5	6,0	4	4,0	0,07
4	5665	0,4	0,5	8,0	4	10,0	0,08
5	9340	0,6	0,6	6,0	5	1,0	0,09
6	8870	0,6	0,6	4,0	5	1,5	0,10
7	8340	0,6	0,6	15,0	6	4,0	0,05
8	8605	0,6	0,6	10,0	5	10,0	0,06
9	14120	0,7	0,8	10,0	7	1,0	0,07
10	12585	0,7	0,8	10,0	7	1,5	0,08
11	12110	0,7	0,8	15,0	6	4,0	0,09
12	18325	0,8	0,8	10,0	6	10,0	0,10
13	20000	0,8	0,9	10,0	4	1,0	0,05
14	20000	0,8	0,9	9,0	4	1,5	0,06
15	25380	0,9	1,0	8,0	3	4,0	0,07
16	13500	0,8	0,9	6,0	3	10,0	0,08
17	22530	1,0	1,0	5,0	5	1,0	0,09
18	20160	0,8	0,9	4,5	5	1,5	0,10
19	29100	1,0	1,0	6,0	4	4,0	0,05
20	27100	0,8	0,9	8,0	4	10,0	0,06
21	27700	1,0	1,0	6,0	12	0,1	0,07
22	21600	0,9	1,0	4,0	10	1,0	0,08
23	17100	0,8	0,8	15,0	9	1,5	0,09
24	13750	0,7	0,8	10,0	8	4,0	0,10
25	18650	0,8	0,8	10,0	12	0,1	0,05
26	14580	0,7	0,8	10,0	10	1,5	0,06
27	10000	0,6	0,6	15,0	8	4,0	0,07
28	7600	0,5	0,6	10,0	6	10,0	0,08
29	9600	0,6	0,6	10,0	6	1,0	0,09
30	6080	0,5	0,5	9,0	5	1,5	0,10

$$d_э = 2ab/(a+b). \qquad (V.82)$$

3. Определяем величину критерия Рейнольдса:

$$Re = v_к d_э/\nu, \qquad (V.83)$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости воздуха, для всех вариантов $\nu = 1{,}5\cdot10^{-5}$ м^2/с.

4. Находим коэффициент сопротивления трения по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0{,}11\sqrt[4]{68/Re + \kappa/d_э}. \qquad (V.84)$$

5. Вычисляем параметр воздуховода:

$$\lambda\bar{l} = \lambda l/d_э. \qquad (V.85)$$

6. Определяем параметр отверстия по формуле

$$\mu\bar{\sigma} = \mu\sigma/ab = \sqrt[4]{r_{max}/\left[0{,}167(4n-1)(n-1) + 0{,}125\lambda\bar{l}(n-1)^2\right]}. \qquad (V.86)$$

7. Подсчитываем площадь единичного отверстия:

$$\sigma = \mu\bar{\sigma}ab/\mu. \qquad (V.87)$$

8. Находим коэффициент местного сопротивления воздуховода по формуле

$$\xi = \frac{1}{n^2(\mu\bar{\sigma})^2}\left\{1 + 2(\mu\bar{\sigma})^2\left[0{,}167(4n-1)(n-1) + 0{,}125\lambda\bar{l}(n-1)^2\right]\right\} - 1. \qquad (V.88)$$

9. Вычисляем гидравлическое сопротивление воздуховода:

$$\Delta p = \xi v_к^2 \rho/2, \qquad (V.89)$$

где ρ – плотность воздуха, для всех вариантов $\rho = 1{,}2$ кг/м^3.

Пример № 47. Дано: размеры воздуховода $a = 0{,}6$ м, $b = 0{,}6$ м, $l = 10$ м; число отверстий $n = 5$; абсолютная шероховатость стенок $\kappa = 0{,}01$ м; коэффициент расхода отверстия $\mu = 0{,}82$; расход воздуха через воздуховод $L = 8645$ м^3/ч; максимально допустимое отклонение $r_{max} = 0{,}06$.

Решение. 1. По формуле (V.81) определяем скорость воздуха в конце воздуховода:

$$v_к = 8645/(3600\cdot0{,}6\cdot0{,}6) = 6{,}67 \text{ м/с}.$$

2. Эквивалентный диаметр по выражению (V.82) равен:

$$d_э = 2\cdot0{,}6\cdot0{,}6/(0{,}6+0{,}6) = 0{,}6 \text{ м}.$$

3. Величина критерия Рейнольдса согласно формуле (V.83) равна:

$$Re = 6{,}67 \cdot 0{,}6/(1{,}5 \cdot 10^{-5}) = 2{,}67 \cdot 10^5.$$

4. Коэффициент сопротивления трения определяем по равенству (V.84):

$$\lambda = 0{,}11 \sqrt[4]{68/(2{,}67 \cdot 10^5) + 0{,}01/0{,}6} = 0{,}04.$$

5. Определим параметр воздуховода по зависимости (V.85):

$$\lambda\bar{l} = 0{,}04 \cdot 10/0{,}6 = 0{,}667.$$

6. Находим параметр отверстия по формуле (V.86):

$$\mu\bar{\sigma} = \sqrt[4]{0{,}06/[0{,}167(4 \cdot 5 - 1)(5 - 1) + 0{,}125 \cdot 0{,}667(5 - 1)^2} =$$

$$= 0{,}256.$$

7. Площадь единичного отверстия рассчитываем по формуле (V.87):

$$\sigma = 0{,}256 \cdot 0{,}6 \cdot 0{,}6/0{,}82 = 0{,}112 \text{ м}^2,$$

а его размеры, исходя из высоты воздуховода, можно принять равными 0,3 x 0,375 м.

8. Коэффициент местного сопротивления воздуховода найдем по формуле (V.88):

$$\xi = \frac{1}{25 \cdot 0{,}256^2}\left\{1 + 2 \cdot 0{,}256^2\left[0{,}167 \cdot 19 \cdot 4 + 0{,}125 \cdot 0{,}667 \cdot 16\right]\right\} -$$

$$- 1 = 0{,}73.$$

9. Гидравлическое сопротивление воздуховода согласно зависимости (V.89) равно:

$$\Delta p = 0{,}73 \cdot 6{,}67^2 \cdot 1{,}2/2 = 19{,}5 \text{ Па}.$$

Задание для научно-исследовательской работы:

Дать анализ зависимостей максимального отклонения скорости воздуха r_{max} от длины воздуховода l, м, количества отверстий n, шт, и скорости воздуха, м/с, на конце $v_к$, (начале $v_н$) воздуховода.

Программа расчета на ЭВМ воздуховода равномерного всасывания приведена в прил. XXIII.

Задача № 48. Рассчитать приточный воздуховод постоянного сечения с боковыми отверстиями одинаковых размеров. Расчет ведем по методике [22].

Исходные данные см. в условии задачи № 47 (табл. V.22), за исключением коэффициента расхода отверстия, принимаемого равным для всех вариантов $\mu = 0{,}65$.

Порядок расчета. 1. Определяем скорость воздуха $v_н$, м/с, в начале воздуховода:

$$v_н = L/(3600ab). \qquad (V.90)$$

2. По формуле (V.82) вычисляем эквивалентный диаметр $d_э$.

3. По формуле (V.83) определяем величину критерия Рейнольдса.

4. Находим по равенству (V.84) коэффициент сопротивления λ.

5. Вычисляем по зависимости (V.85) параметр воздуховода $\lambda\bar{l}$.

6. По следующим зависимостям для условия $l \le 2d_э/\lambda$ определим параметр щели $\mu\bar{\sigma}$, принимая в знаменателе под знаком радикала абсолютные значения:

$$\mu\bar{\sigma} = \sqrt{2r_{max}/[0{,}25\lambda\bar{l}(n-1)^2 + 0{,}4(n-1)/n - 0{,}167(4n+1)(n-1)]}, \qquad (V.91)$$

$$\mu\bar{\sigma} = \sqrt{2r_{max}/[0{,}167(2n+1)(n+1) - 1 - 0{,}083\lambda\bar{l}(n^2-1) - 0{,}2(n-1)]}. \qquad (V.92)$$

В расчет принимаем меньшую из величин, полученных по зависимостям (V.91) и (V.92).

7. Проверяем условия применения расчетных зависимостей неравенством $n\mu\bar{\sigma} \le 1$. При значении $n\mu\bar{\sigma} > 1$ необходимо изменить конструктивные особенности воздуховода.

8. Подсчитываем по формуле (V.87) площадь единичного отверстия σ, м^2.

9. Находим коэффициент местного сопротивления воздуховода по формуле

$$\zeta = 1 + \{1 + (\mu\bar{\sigma})^2[0{,}25\lambda\bar{l}(n-1)^2 + 0{,}2(n-1) - 0{,}167(4n+1)(n-1)]\}/[n^2(\mu\bar{\sigma})^2]. \qquad (V.93)$$

10. Вычисляем гидравлическое сопротивление воздуховода:

$$\Delta p = \zeta v_н^2 \rho/2, \qquad (V.94)$$

где ρ – плотность воздуха, для всех вариантов ρ = 1,2 кг/м^3.

Пример № 48. Дано: размеры воздуховода a = 0,6 м, b = = 0,6 м, l = 10 м; число отверстий n = 5; абсолютная шероховатость стенок k = 0,01 м; коэффициент расхода отверстия μ = 0,6; расход воздуха через воздуховод L = 8645 м^3/ч; максимально допустимое отклонение r_{max} = 0,06.

Решение. 1. Определяем по формуле (V.90) скорость воздуха в начале воздуховода:

$$v_н = 8645/(3600 \cdot 0{,}6 \cdot 0{,}6) = 6{,}67 \text{ м/с}.$$

2. Эквивалентный диаметр по формуле (V.82) равен:

$$d_э = 2 \cdot 0{,}6 \cdot 0{,}6/(0{,}6 + 0{,}6) = 0{,}6 \text{ м}.$$

3. Величина критерия Рейнольдса согласно формуле (V.83) равна:

$$Re = 6,67 \cdot 0,6/(1,5 \cdot 10^{-5}) = 2,67 \cdot 10^{5}$$

4. Коэффициент сопротивления трения определяем по равенству (V.84):

$$\lambda = 0,11 \sqrt[4]{68/(2,67 \cdot 10^{5}) + 0,01/0,6} = 0,04.$$

5. Определяем параметр воздуховода по зависимости (V.85):

$$\lambda\bar{l} = 0,04 \cdot 10/0,6 = 0,667.$$

6. Находим комплекс величин:

$$2d_{\text{в}}/\lambda = 2 \cdot 0,6/0,04 = 30 \text{ м} > l = 10 \text{ м},$$

поэтому определяем параметр щели по зависимостям (V.91) и (V.92):

$$\mu\bar{\sigma} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,06}{0,25 \cdot 0,667 \cdot 16 + 0,4 \cdot 4/5 - 0,167 \cdot 21 \cdot 4}} = 0,104;$$

$$\mu\bar{\sigma} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,06}{0,167 \cdot 11 \cdot 6 - 1 - 0,083 \cdot 0,667 \cdot 24 - 0,2 \cdot 4}} = 0,123$$

Принимаем $\mu\bar{\sigma} = 0,104$.

7. Так как $n\mu\bar{\sigma} = 5 \cdot 0,104 = 0,521 < 1$, то условия применяемых зависимостей выполнены.

8. Площадь единичного отверстия согласно формуле (V.87) равна:

$$\sigma = 0,104 \cdot 0,6 \cdot 0,6/0,6 = 0,0625 \text{ м}^2,$$

а его размеры, исходя из высоты воздуховода, можно принять равными 0,18 x 0,35 м.

9. Коэффициент местного сопрстивления воздуховода по формуле (V.93) равен:

$$\xi = 1 + \left\{1 + 0,104^2 \left[0,25 \cdot 0,667 \cdot 16 + 0,2 \cdot 4 - \right.\right.$$
$$\left.\left. - 0,167 \cdot 21 \cdot 4\right]\right\} : \left[25 \cdot 0,104^2\right] = 4,28.$$

10. Аэродинамическое сопротивление воздуховода согласно зависимости (V.94) равно:

$$\Delta p = 4,28 \cdot 6,67^2 \cdot 1,2/2 = 114 \text{ Па}.$$

Программа расчета на ЭВМ воздуховодов равномерной раздачи приведена в прил. XXIV.

Задание к научно-исследовательской работе:

См. задачу № 47.

V.6. Холодильные установки

Холодильные установки в системах кондиционирования воздуха применяют для охлаждения воды. В качестве холодильных агентов используют хладон-12, хладон-22, хладон-142.

Наибольшее распространение получили компрессионные холодильные установки. Требуемый часовой рабочий объем цилиндров компрессора холодильной машины V, м^3/ч, определяется по формуле

$$V = Q_0 / (0{,}278 g \lambda \cdot 10^3), \qquad (V.95)$$

где Q_0 - расчетная холодопроизводительность холодильной машины (агрегата), кВт; g - объемная холодопроизводительность холодильного агрегата, кДж/м^3; λ - коэффициент подачи компрессора, определяющий отношение объема засасываемых паров к объему, описываемому поршнем в цилиндре.

Объемная холодопроизводительность g и коэффициент подачи λ зависят от типа холодильного агента и температурных режимов работы. Температурный режим определяется следующими показателями холодильного агента: температурой испарения (кипения) t_u, температурой конденсации $t_к$, температурой переохлаждения $t_п$.

Действительные температурные режимы работы холодильных машин в системах кондиционирования воздуха зависят от конкретных условий эксплуатации и, как правило, отличаются от стандартных условий, приведенных в справочной литературе.

Пересчет действительной холодопроизводительности Q_0 к стандартной (паспортной) Q производят по формуле

$$Q_0 = Q g_0 \lambda / (g \lambda_0), \qquad (V.96)$$

где g_0, g - объемная холодопроизводительность холодильного агента соответственно для стандартных и эксплуатационных условий, кДж/м^3, принимается по табл. V.23; λ_0, λ - коэффициенты подачи компрессора соответственно для стандартных и эксплуатационных условий.

Таблица V.23. Объемная холодопроизводительность хладона-12, кДж/м^3

Температура испарения t_u, °С	Объемная холодопроизводительность при температуре переохлаждения $t_п$, °С		
	20	25	30
5	2835	2709	2583
0	2415	2310	2226
-5	2016	1953	1890
-10	1680	1617	1554

Задача № 49. Подобрать холодильную машину для системы кондиционирования воздуха.

Таблица V.24. Исходные данные для расчета холодильной установки к задаче № 49

№ варианта	Холодопроизводительность Q_0, Вт	$t_{в_1}$, °С	$t_{в_2}$, °С	№ варианта	Холодопроизводительность Q_0, Вт	$t_{в_1}$, °С	$t_{в_2}$, °С
1	193422	4,0	7,6	16	534994	5,0	8,2
2	162570	5,7	8,6	17	654839	7,4	9,3
3	161679	4,4	7,6	18	572928	6,7	9,1
4	150785	4,5	7,5	19	463607	6,6	8,8
5	248115	6,6	9,1	20	536150	3,0	6,5
6	306731	5,7	8,5	21	713006	6,7	9,0
7	282604	4,5	7,6	22	588536	6,3	8,8
8	246767	4,4	7,5	23	644215	1,5	5,6
9	389011	7,0	9,3	24	376574	5,7	8,0
10	416582	6,6	9,0	25	481635	7,3	9,5
11	315594	6,7	8,6	26	376611	7,0	9,3
12	322595	3,0	6,3	27	309187	3,0	6,9
13	545163	6,5	9,0	28	248383	4,6	7,7
14	515470	5,0	8,0	29	232113	7,6	9,7
15	515896	5,0	7,9	30	189859	6,0	8,4

Исходные данные (табл.V.24): холодопроизводительность Q_0, Вт; температура воды перед форсунками камеры орошения $t_{в_1}$, °С; конечная температура воды $t_{в_2}$, °С; температура воды для охлаждения конденсатора $t_в$ (для всех вариантов $t_в$ = 25°С); холодильный агент - хладон-12 с температурой переохлаждения $t_п$ = = 24°С; коэффициент подачи компрессора λ (для всех вариантов $\lambda = \lambda_0$).

Порядок расчета. 1. Определяем среднюю температуру охлаждаемой воды по формуле

$$t_{ср} = (t_{в_1} + t_{в_2})/2. \qquad (V.97)$$

2. Находим температуру испарения холодильного агента по формуле

$$t_и = t_{ср} - 3. \qquad (V.98)$$

3. Вычисляем температуру конденсации холодильного агента:

$$t_к = t_в + 5. \qquad (V.99)$$

4. Находим рабочее давление испарения $p_и$, Па, при температуре $t_и$ (табл. V.25).

Таблица V.25. Зависимость давления компрессора от температуры для хладона-12

Температура хладона t, °С	Рабочее давление p, $1 \cdot 10^5$, Па	Температура хладона t, °С	Рабочее давление p, $1 \cdot 10^5$, Па
-10	2,3	12	4,5
-8	2,5	14	4,7
-6	2,6	16	5,0
-4	2,8	18	5,5
-2	3,0	20	5,7
0	3,1	22	6,0
2	3,4	24	6,5
4	3,6	26	6,9
6	3,7	28	7,5
8	4,0	30	7,6
10	4,2		

5. Определяем рабочее давление конденсации $p_к$, Па, при температуре $t_к$ (см. табл. V.25).

6. Вычисляем степень сжатия ε по формуле

$$\varepsilon = p_к / p_и. \qquad (V.100)$$

7. Определяем коэффициент подачи компрессора:

$$\lambda = 0{,}87 - 0{,}076\,\varepsilon \qquad (V.101)$$

8. Находим по табл. V.23 объемную холодопроизводительность холодильного агента для стандартных температурных условий ($t_и$ = = 5°С, $t_к$ = 35°С, $t_п$ = 30°С) и эксплуатационных условий.

9. Производим по формуле (V.96) пересчет расчетной холодопроизводительности Q_0, Вт, к стандартной Q, Вт.

10. Выбираем из табл. V.26 холодильную машину (агрегат) холодопроизводительностью более расчетной на 5-20%, т.е.

$$5\% \leq \frac{Q_т - Q_0}{Q_0} 100 \leq 20\%. \qquad (V.102)$$

11. Определяем частоту вращения ротора n', об/мин, которая требуется для эксплуатационных условий, по формуле

Таблица V 26. Технические данные холодильных машин (агрегатов), работающих на хладоне-12

Марка машины	Холодопроизводительность $Q_т$, кВт	Марка компрессора	Частота вращения ротора n, об/мин
ХМ-ФУ40/1РЭ	94,7	ФУ40РЭ	960
АК-ФУ401Б	98,8	ФУ40	960
АК-ФУ401РЭ	105,8	ФУ40РЭ	960
ХМ-ФУУ80/11	150,0	ФУУ80	640
АК-ФУУ80/11А	155,8	ФУУ80	640
ХМ-ФУУ80/1	186,0	ФУУ80	960
АК-ФУУ80/1Б	197,7	ФУУ80	960
АК-ФУУ80/РЭ	211,6	ФУУ80РЭ	960
ХМ-ФУ175/2Д	431,0	ФУ175	640
ХМ-ФУУ350/4Д	645,0	ФУУ350	480
ХМ-ФУУ350/2Д	860,0	ФУУ350	640
ХМ-ФУУ350/2Д	220,4	ФУ175/1	960
ХМ-ФУУ350/2Д	464,0	ФУ175/2	960
ХМ-ФУУ350/2Д	162,4	ФУ175/3	720
ХМ-ФУУ350/2Д	348,0	ФУ175/3	720

$$n' = n\,Q/Q_0. \qquad (V.103)$$

12. Находим индикаторный коэффициент полезного действия:

$$\eta = 1{,}05\,\lambda. \qquad (V.104)$$

13. Принимаем удельную холодопроизводительность хладона-12 g, Вт/кВт, при температуре его конденсации $t_к = 30°C$:

$t_ц$	-15	-10	-5	0	+5	+10
g	4350	5510	6380	7830	10150	13050

14. Определяем индикаторную мощность компрессора N, кВт:

$$N = Q_т/(g\eta) \qquad (V.105)$$

и полную его эффективную мощность:

$$N_т = N/0{,}85. \qquad (V.106)$$

15. Находим поверхность испарителя $F_ц$, м^2, при удельной тепловой нагрузке в 2300 Вт/м^2 по формуле

$$F_ц = Q_т/2300. \qquad (V.107)$$

16. Определяем поверхность конденсатора $F_к$, м^2, при удельной тепловой нагрузке 3500 Вт/м^2:

$$F_к = Q_т/3500. \qquad (V.108)$$

17. Рассчитываем поверхность переохладителя $F_п$, м^2, при удельной нагрузке 5830 Вт/м^2:

$$F_п = Q_т/5830. \qquad (V.109)$$

18. Вычисляем потребность в воде на конденсацию W, м^3/ч, из расчета 100 л на каждые 4200 кДж произведенного холода по формуле

$$W = Q_т\ 100/(4{,}2\cdot 10^6). \qquad (V.110)$$

Пример № 49. Подобрать холодильную машину для системы кондиционирования воздуха.

Исходные данные: количество необходимого холода Q_0 = = 193422 Вт; $t_{в_1} = 4^\circ$C; $t_{в_2} = 7{,}6^\circ$C; $t_в = 25^\circ$C; $t_п = 24^\circ$C; $\lambda = \lambda_0$. В качестве холодильного агента принят хладон-12.

Решение. 1. По формуле (V.97) определяем среднюю температуру охлаждаемой воды

$$t_{ср} = (4 + 7{,}6)/2 = 5{,}8^\circ\text{C}.$$

2. По выражению (V.98) находим температуру испарения холодильного агента:

$$t_и = 5{,}8 - 3 = 2{,}8^\circ\text{C}.$$

3. По формуле (V.99) вычисляем температуру конденсации:

$$t_к = 25 + 5 = 30^\circ\text{C}.$$

4. По табл. V.25 определяем рабочие давления испарения и конденсации:

при $t_и = 2{,}8^\circ$C $\quad p_и = 3{,}5\cdot 10^5$ Па;

при $t_к = 30^\circ$C $\quad p_к = 7{,}6\cdot 10^5$ Па.

5. Вычисляем по формуле (V.100) степень сжатия:

$$\varepsilon = 7{,}6\cdot 10^5/(3{,}5\cdot 10^5) = 2{,}17.$$

6. Вычисляем коэффициент подачи компрессора по выражению (V.101):

$$\lambda = 0{,}87 - 0{,}076\cdot 2{,}17 = 0{,}71.$$

7. По табл. V.23 определяем объемную холодопроизводительность для эксплуатационных температурных условий ($t_и = 2{,}8^\circ$C; $t_п = 24^\circ$C): $g = 2500$ кДж/м^3 и для стандартных условий: $g_0 = 2583$ кДж/м^3.

8. По формуле (V.96) производим пересчет расчетной холодопроизводительности к стандартной (паспортной):

$$Q = 193\,422\,\frac{2500\cdot 0{,}71}{2583\cdot 0{,}71} = 187\,620 \text{ Вт} = 187{,}6 \text{ кВт}.$$

9. По табл.V.26 подбираем компрессорно-конденсаторный агрегат АК-ФУУ80/РЭ с компрессором ФУУ80РЭ с частотой вращения ротора 960 об/мин и холодопроизводительностью 211,6 кВт. Получившийся запас в холодопроизводительности составит (211,6--193,42)/193,42 100 = 9,4%, что является допустимым. Подобранный компрессор ФУУ80РЭ вместо 960 об/мин необходимо использовать при частоте вращения (см. формулу V.103), равной:

$$n' = 960\,\frac{187\,620}{193\,422} = 930 \text{ об/мин}.$$

10. Определяем по формуле (V.104) индикаторный коэффициент полезного действия:

$$\eta = 1{,}05\cdot 0{,}71 = 0{,}745.$$

11. Находим при $t_ц = 2{,}8^{\circ}C$ из таблицы (см. п.13, задача № 49) удельную холодопроизводительность хладона-12: q = = 8700 Вт/кВт.

12. Вычисляем по формуле (V.105) индикаторную мощность компрессора:

$$N = 211\,600/(8700\cdot 0{,}745) = 32{,}6 \text{ кВт}$$

и по формуле (V.106) его полную эффективную мощность:

$$N_т = 32{,}6/0{,}85 = 38{,}3 \text{ кВт}.$$

13. Поверхность испарения по выражению (V.107) составит:

$$F_ц = 211\,600/2300 = 92 \text{ м}^2.$$

14. Определяем поверхность конденсатора по зависимости (V.108):

$$F_к = 211\,600/3500 = 60{,}4 \text{ м}^2.$$

15. Высчитываем по формуле (V.109) поверхность переохладителя:

$$F_п = 211\,600/5830 = 36{,}2 \text{ м}^2.$$

16. Находим по выражению (V.110) потребность в воде на конденсацию:

$$W = 211\,600\cdot 100/(4{,}2\cdot 10^6) = 5{,}03 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Задания для научно-исследовательской работы:

1. Показать зависимость требуемого часового рабочего объема цилиндра компрессора холодильной машины от коэффициента подачи. Принять λ = 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; $t_{\text{и}}$ = 3°С.

2. Проверить соответствие площади поверхности конденсатора выбранному режиму конденсации холодильного агента.

3. Показать зависимость степени сжатия компрессора от коэффициента его подачи.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение I

Плотность сухого воздуха при барометрическом давлении 1013 кПа (760 мм рт. ст.)

Температура воздуха, °С	Плотность воздуха, кг/м^3	Температура воздуха, °С	Плотность воздуха, кг/м^3	Температура воздуха, °С	Плотность воздуха, кг/м^3
-40	1,515	-11	1,347	18	1,213
-39	1,509	-10	1,342	19	1,209
-38	1,502	-9	1,337	20	1,205
-37	1,496	-8	1,332	21	1,201
-36	1,489	-7	1,327	22	1,197
-35	1,483	-6	1,322	23	1,193
-34	1,477	-5	1,317	24	1,189
-33	1,471	-4	1,312	25	1,185
-32	1,465	-3	1,307	26	1,181
-31	1,459	-2	1,303	27	1,177
-30	1,453	-1	1,298	28	1,173
-29	1,447	0	1,293	29	1,169
-28	1,441	1	1,288	30	1,165
-27	1,435	2	1,284	31	1,161
-26	1,429	3	1,279	32	1,157
-25	1,423	4	1,274	33	1,154
-24	1,418	5	1,270	34	1,150
-23	1,412	6	1,265	35	1,146
-22	1,406	7	1,261	36	1,142
-21	1,401	8	1,256	37	1,139
-20	1,395	9	1,252	38	1,135
-19	1,390	10	1,247	39	1,131
-18	1,384	11	1,243	40	1,128
-17	1,379	12	1,239	41	1,124
-16	1,374	13	1,234	42	1,121
-15	1,368	14	1,230	43	1,117
-14	1,363	15	1,226	44	1,114
-13	1,358	16	1,221	45	1,110
-12	1,352	17	1,217		

```
10 REM TTR
11 W9=SYS(7,0)
15 DIM A(5,4)
16 DIM R4(11),B(11),C(11),P(11),C3(11)
20 PRINT "ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ЗДАНИЯ"
30 PRINT  \ PRINT 'ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" \ PRINT
40 PRINT "ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ИЗОЛЯЦИОННОГО СЛОЯ "; \ INPUT L2
50 PRINT "КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОУСВОЕНИЯ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННОГО СЛОЯ"; \ INPUT S2
60 PRINT "АБСОЛЮТНАЯ МИН.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА "; \ INPUT T2
70 PRINT "СРЕДНЯЯ ТЕМПЕРАТУРА НАИБОЛЕЕ ХОЛОДНЫХ СУТОК "; \ INPUT T1
80 PRINT "СРЕДНЯЯ ТЕМПЕРАТУРА НАИБОЛЕЕ ХОЛОДНОЙ ПЯТИДНЕВКИ "; \ INPUT T5
90 PRINT "СРЕДНЯЯ ТЕМПЕРАТУРА ОТОПИТЕЛЬНОГО СЕЗОНА "; \ INPUT T0
100 PRINT "ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТЬ ОТОПИТЕЛЬНОГО СЕЗОНА "; \ INPUT Z
110 PRINT "НОМЕР ВАРИАНТА "; \ INPUT N
120 IF N<11 THEN 180
130 IF N<=15 THEN 190
140 IF N<=20 THEN 200
150 IF N<=25 THEN 210
160 IF N<=30 THEN 220
180 PRINT "НОМЕР ВАРИАНТА ЗАДАН НЕВЕРНО! "; \ GO TO 110
190 I=1 \ GO TO 221
200 I=2 \ GO TO 221
210 I=3 \ GO TO 221
220 I=4
221 FOR K=1 TO 5
222 FOR J=1 TO 4
223 READ A(K,J)
224 NEXT J
225 NEXT K
226 C1=A(1,I)
227 C2=A(2,I)
228 C3=A(3,I)
229 C4=A(4,I)
230 C5=A(5,I)
235 READ T6,A6,B1,L1,A1,S1
250 IF T5>=-30 THEN 270
260 T3=18 \ GO TO 280
270 T3=20
280 T4=(T1+T5)/2
290 R0=(T3-T4)/(A6*T6)
300 R2=R0-1/A6-1/A1-B1/L1*2
310 D=2*B1/L1*S1+R2*S2
320 IF D<=1.5 THEN 360
330 IF D<4 THEN 370
340 IF D<=7 THEN 380
350 T4=T5 \ GO TO 375
360 T4=T2 \ GO TO 375
370 T4=T1
375 R0=(T3-T4)/(A6*T6)
376 R2=R0-1/A6-1/A1-B1/L1*2
380 R1=R0*1.3
390 R2=R1-1/A6-1/A1-B1/L1*2
```

```
400 B3=R2*L2
410 B=INT(50*B3+.5)/50
415 A=(T3-T0)*Z*C1*4.09500E-07
420 R3=60*SQR(.85*A/(L2*C2))
430 B4=R3*L2
440 B2=INT(50*B4+.5)/50
450 B(6)=B2 \ K=1
460 FOR J=7 TO 11
470 B(J)=B(J-1)+.02
480 B(J-2*K)=B((J-1)-2*(K-1))-.02
490 K=K+1
500 NEXT J
510 FOR J=1 TO 11
520 R4(J)=1/A6+2*B1/L1+1/A1+B(J)/L2
550 C3(J)=C3*(2*B1+B(J))/(2*B1+B2)
560 C(J)=(C3(J)+C4)*1.03+C5
570 F(J)=C(J)+3600*A/R4(J)
580 NEXT J
590 P=F(1) \ J1=1
600 FOR J=2 TO 11
610 IF P(J))=F THEN 630
620 P=P(J1) \ J1=J
630 NEXT J
640 IF R4(J1)<R1 THEN 660
650 G=B(J1) \ R=R4(J1) \ GO TO 670
660 G=B \ R=R1
670 K1=1/R
700 PRINT  \ PRINT "ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" \ PRINT
710 PRINT "ТОЛЩИНА          ПРИВЕДЕННЫЕ     ЭКОНОМИЧЕСКИ ЦЕЛЕСООБРАЗНОЕ"
711 PRINT "ИЗОЛЯЦИОННОГО  ЗАТРАТЫ          СОПРОТИВЛЕНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ"
712 PRINT "СЛОЯ                            СТЕНЫ
714 PRINT
720 FOR J=1 TO 11
730 PRINT B(J),P(J),R4(J)
740 NEXT J
750 PRINT
751 PRINT  ТОЛЩИНА ИЗОЛЯЦИОННОГО СЛОЯ  G
752 PRINT  ФАКТИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ СТЕНЫ  R
753 PRINT "КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ НАРУЖНОЙ СТЕНЫ  K1
760 PRINT
770 DATA 3.26,3.56,3.39,3.45
771 DATA 30,31,45,48
772 DATA 14,15,16,17
773 DATA .9,.8,.5,.4
775 DATA 2.5,2.8,3.2,3.5
776 DATA 6,8.7,.05,2.04,23,16.95
800 END
```

```
RUN

ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ЗДАНИЯ

ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ИЗОЛЯЦИОННОГО СЛОЯ .15
КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОУСВОЕНИЯ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННОГО СЛОЯ 2.42
АБСОЛЮТНАЯ МИН.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА -42
СРЕДНЯЯ ТЕМПЕРАТУРА НАИБОЛЕЕ ХОЛОДНЫХ СУТОК-32
СРЕДНЯЯ ТЕМПЕРАТУРА НАИБОЛЕЕ ХОЛОДНОЙ ПЯТИДНЕВКИ -26
СРЕДНЯЯ ТЕМПЕРАТУРА ОТОПИТЕЛЬНОГО СЕЗОНА -3.6
ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТЬ ОТОПИТЕЛЬНОГО СЕЗОНА 213
НОМЕР ВАРИАНТА 27

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

 ТОЛЩИНА          ПРИВЕДЕННЫЕ      ЭКОНОМИЧЕСКИ ЦЕЛЕСООБРАЗНОЕ
 ИЗОЛЯЦИОННОГО    ЗАТРАТЫ          СОПРОТИВЛЕНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ
 СЛОЯ                              СТЕНЫ

  .16              36.6241          1.27411
  .18              35.696           1.40744
  .2               35.0968          1.54077
  .22              34.748           1.67411
  .24              34.5942          1.80744
  .26              34.5952          1.94077
  .28              34.7212          2.07411
  .3               34.9494          2.20744
  .32              35.2625          2.34077
  .34              35.6466          2.47411
  .36              36.091           2.60744

ТОЛЩИНА ИЗОЛЯЦИОННОГО СЛОЯ  .26
ФАКТИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ СТЕНЫ  1.94077
КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ НАРУЖНОЙ СТЕНЫ  .515258
```

```
10 REM HEATLO
11 W9=SYS(7,0)
15 DIM C(2,7)
16 DEF FNY(X)=10*INT(X/10+.5)
20 PRINT "РАСЧЕТ ТЕПЛОПОТЕРЬ ОДНОТИПНОЙ ЖИЛОЙ КОМНАТЫ"
30 PRINT  \ PRINT "ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" \ PRINT
40 PRINT "ШИРИНА НАРУЖНОЙ СТЕНЫ"; \ INPUT A
50 PRINT "ВЫСОТА ЭТАЖА"; \ INPUT H3
60 PRINT "ТОЛЩИНА НАРУЖНОЙ СТЕНЫ"; \ INPUT D3
70 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА ПО ПАРАМЕТРУ Б"; \ INPUT T1
80 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА ПО ПАРАМЕТРУ А"; \ INPUT T2
90 PRINT "РАСЧЕТНАЯ СКОРОСТЬ ВЕТРА"; \ INPUT V
100 PRINT "КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ НАРУЖНОЙ СТЕНЫ"; \ INPUT K3
110 PRINT "КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ПЕРЕКРЫТИЯ НАД ПОДВАЛОМ"; \ INPUT K1
120 PRINT "КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ЧЕРДАЧНОГО ПЕРЕКРЫТИЯ"; \ INPUT K2
130 PRINT "КОД ОРИЕНТАЦИИ ФАСАДА"; \ INPUT L
137 PRINT "ЭТАЖ";"QБЫТ","QОГР","QИНФ","QВЕН","QОТ"
140 FOR I=1 TO 2
150 FOR J=1 TO 7
160 READ C(I,J)
170 NEXT J
180 NEXT I
190 DATA 1,1,1.05,1.05,1.1,1.1,1.1
200 DATA 1.1,1.05,1,1.1,1,1.05,1.1
210 READ F0,K0,C1,C3,K4,R1,A0,G5
220 DATA 2.55,2.63,.8,-.6,.75,1.33,.8,12.48
230 P1=C(1,L)
240 P2=C(2,L)
250 IF T1<-30 THEN 270
260 T3=20 \ GO TO 280
270 T3=22
280 FOR I=1 TO 3
290 A1=A \ A2=2*A \ H1=H3 \ H2=H3 \ N1=0 \ N2=0
300 IF I=2 THEN 340
310 IF I=3 THEN 330
320 H1=H1+.3 \ H2=H1+.3 \ N1=.6 \ GO TO 340
330 N2=.9
340 F1=(A-D3)*(2*A-D3)
350 Q0=(K3*(A1*H1*P1+A2*H2*P2)+(K0-K3)*(F0*P1+F0*P2)+K1*F1*N1+K2*F1*N2)*(T3-T1)
370 Q0=FNY(Q0)
380 G1=353/(273+T1)*9.81
390 H=3.9+3*H3
400 H0=2.4+(I-1)*H3
410 P=(H-H0)*(G1-G5)+.05*G1*V^2*(C1-C3)*K4
420 G=P^(2/3)/R1
430 Q1=.278*A0*G*2*F0*(T3-T1)
440 Q1=FNY(Q1)
450 Q2=(T3-T2)*F1
460 Q2=FNY(Q2)
470 IF Q1)Q2 THEN 490
```

```
480 Q9=Q2 \ GO TO 500
490 Q9=Q1
500 Q3=Z1*F1
510 Q3=FNY(Q3)
520 Q5=Q0+Q9 Q3
530 Q5=FNY(Q5)
540 PRINT I;Q5,Q0,Q1,Q2,Q5
550 NEXT I
600 END

RUN

РАСЧЕТ ТЕПЛОПОТЕРЬ ОДНОТИПНОЙ ЖИЛОЙ КОМНАТЫ

ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ШИРИНА НАРУЖНОЙ СТЕНЫ 3.2
ВЫСОТА ЭТАЖА 2.8
ТОЛЩИНА НАРУЖНОЙ СТЕНЫ .4
ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА ПО ПАРАМЕТРУ Б -40
ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА ПО ПАРАМЕТРУ А -22
РАСЧЕТНАЯ СКОРОСТЬ ВЕТРА 6.2
КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ НАРУЖНОЙ СТЕНЫ .9
КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ПЕРЕКРЫТИЯ НАД ПОДВАЛОМ .6
КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ЧЕРДАЧНОГО ПЕРЕКРЫТИЯ .8
КОД ОРИЕНТАЦИИ ФАСАДА 4

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

 ЭТАЖ        QБЫТ        QОГР        QИНФ        QБЕН        QОТ

  1           350         2880         750         740         3280
  2           350         2210         690         740         2600
  3           350         2960         620         740         3350
```

```
10 REM RAD
11 W9=SYS(7,0)
15 DIM Q(2),Q1(2),Q2(2)
20 PRINT  РАСЧЕТ ЧИСЛА СЕКЦИИ РАДИАТОРА СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ ЗДАНИЯ(3 ЭТАЖА)"
30 PRINT  \ PRINT  ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ  \ PRINT
40 PRINT  ВЫСОТА ЭТАЖА ; \ INPUT H
50 PRINT "ДЛИНА ПОДВОДОК"; \ INPUT L
60 PRINT "РАСЧЕТНОЕ АТМОСФЕРНОЕ ДАВЛЕНИЕ РАЙОНА СТРОИТЕЛЬСТВА"; \ INPUT F1
70 FOR I=0 TO 2
71 PRINT "ТЕПЛОПОТЕРИ ПОМЕЩЕНИЯ ;I+1;"ЭТАЖА";
72 INPUT Q(I)
73 NEXT I
74 PRINT  \ PRINT "ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ  \ PRINT
80 READ T1,T2,T0,Q0,N,B1,B4,C,F1,B2,S
81 DATA 20,95,70,595,.3,1.02,1.06,4187,.299,1,2
90 FOR I=0 TO 2
91 READ Q1(I),Q2(I)
92 NEXT I
93 DATA 65,57
94 DATA 81,46
95 DATA 81,0
96 PRINT "ЭТАЖ           ТЕПЛОПОТЕРИ   ТЕМПЕРАТУРА   ЧИСЛО"
97 PRINT "ЗДАНИЯ         ПОМЕЩЕНИЯ     ВНУТРЕННЕГО   СЕКЦИЙ"
98 PRINT "               ВОЗДУХА"
99 FOR I=0 TO 2
100 T9=T2-S
110 G=(3600*Q(I)*B1*B4)/(C*(T9-T0))
120 T8=(T2-S+T0)/2-T1
130 IF G(54 THEN 160
140 IF G)540 THEN 170
150 P=0 \ GO TO 180
160 P=.02 \ GO TO 180
170 P=.1
180 B=.55+4.44000E-04*P1
190 IF P=0 THEN X=1
200 X=(G/360)^P
210 Q3=Q0*(T8/70)^(1+N)*X*B
220 Q2=H*(Q1(I)+Q2(I))
230 F=(Q(I)-.9*Q2)/Q3
240 B3=.97+.06/F
250 N1=F/F1*B2/B3
260 N2=INT(N1+.5)
270 A1=F-N2/F1
280 IF A1).1 THEN 330
290 GO TO 340
300 A2=A1/F
310 IF A2).05 THEN 330
320 GO TO 340
330 N2=N2+1
340 PRINT I+1,Q(I),T1,N2
350 NEXT I
400 END
```

```
RUN

РАСЧЕТ ЧИСЛА СЕКЦИИ РАДИАТОРА СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ ЗДАНИЯ(3 ЭТАЖА)

ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ВЫСОТА ЭТАЖА 3.1
ДЛИНА ПОДВОДОК .3
РАСЧЕТНОЕ АТМОСФЕРНОЕ ДАВЛЕНИЕ РАЙОНА СТР-ВА 1010
ТЕПЛОПОТЕРИ ПОМЕЩЕНИЯ 1 ЭТАЖА 1500
ТЕПЛОПОТЕРИ ПОМЕЩЕНИЯ 2 ЭТАЖА 1300
ТЕПЛОПОТЕРИ ПОМЕЩЕНИЯ 3 ЭТАЖА 1650

ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ЭТАЖ          ТЕПЛОПОТЕРИ   ТЕМПЕРАТУРА   ЧИСЛО
ЗДАНИЯ        ПОМЕЩЕНИЯ     ВНУТРЕННЕГО   СЕКЦИЙ
              ВОЗДУХА
 1             1500          20            8
 2             1300          20            7
 3             1650          20            10
```

```
10 REM UMBRE1
11 W9=SYS(7,0)
20 PRINT "РАСЧЕТ ЗОНТА НАД КОНВЕКТИВНЫМ ИСТОЧНИКОМ ТЕПЛОТЫ"
30 PRINT  \ PRINT "ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" \ PRINT
40 PRINT "ШИРИНА ТЕПЛОИСТОЧНИКА"; \ INPUT B
50 PRINT "ДЛИНА ТЕПЛОИСТОЧНИКА"; \ INPUT A
60 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА ПОВЕРХНОСТИ"; \ INPUT T1
70 PRINT "РАССТОЯНИЕ ОТ ВЕРХА ТЕПЛОИСТОЧНИКА ДО ЗОНТА"; \ INPUT Z
80 PRINT "ОТНОШЕНИЕ ПЛОЩАДИ ЗОНТА К ПЛОЩАДИ ИСТОЧНИКА"; \ INPUT F0
90 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА ВНУТРЕННЕГО ВОЗДУХА"; \ INPUT T2
100 PRINT "СКОРОСТЬ ВОЗДУХА В УЗКОМ СЕЧЕНИИ ЗОНТА"; \ INPUT V
110 T=T1-T2
120 F1=A*B
130 Q=1.86*F1*T^(4/3)
140 L=125*(Q*Z*F1^2)^(1/3)*F0
150 A3=A*SQR(F0)
160 B3=B*SQR(F0)
170 H3=.87*(A3-SQR(L/(3600*V)))
180 V=L/(3600*A3*B3)
700 PRINT  \ PRINT "ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ"
710 PRINT "ДЛИНА ЗОНТА="A3
720 PRINT "ШИРИНА ЗОНТА="B3
730 PRINT "ВЫСОТА ЗОНТА="H3
740 PRINT "ОБ ЕМ ВОЗДУХА,УДАЛЯЕМОГО ЗОНТОМ="L
800 END
```

```
RUN

РАСЧЕТ ЗОНТА НАД КОНВЕКТИВНЫМ ИСТОЧНИКОМ ТЕПЛОТЫ

ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ШИРИНА ТЕПЛОИСТОЧНИКА .75
ДЛИНА ТЕПЛОИСТОЧНИКА 1.25
ТЕМПЕРАТУРА ПОВЕРХНОСТИ 130
РАССТОЯНИЕ ОТ ВЕРХА ТЕПЛОИСТОЧНИКА ДО ЗОНТА 2.15
ОТНОШЕНИЕ ПЛОЩАДИ ЗОНТА К ПЛОЩАДИ ИСТОЧНИКА 1.2
ТЕМПЕРАТУРА ВНУТРЕННЕГО ВОЗДУХА 20
СКОРОСТЬ ВОЗДУХА В УЗКОМ СЕЧЕНИИ ЗОНТА 8

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ДЛИНА ЗОНТА= 1.36931
ШИРИНА ЗОНТА= .821584
ВЫСОТА ЗОНТА= .973615
ОБ ЕМ ВОЗДУХА,УДАЛЯЕМОГО ЗОНТОМ= 1803.01
```

```
10 REM UMBRE2
11 W9=SYS(7,0)
20 PRINT "РАСЧЕТ ЗОНТА-КОЗЫРЬКА"
30 PRINT  \ PRINT "ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" \ PRINT
40 PRINT "ВЫСОТА РАБОЧЕГО ОТВЕРСТИЯ"; \ INPUT H
50 PRINT "ШИРИНА РАБОЧЕГО ОТВЕРСТИЯ": \ INPUT B
60 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА В ПЕЧИ": \ INPUT T0
70 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА СМЕСИ"; \ INPUT T1
80 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА РАБОЧЕЙ ЗОНЫ"; \ INPUT T2
90 DEF FNR(X)=353/(X+273)
100 DEF FNT(X)=273+X
110 K=(FNT(T0)/FNT(T2))^.33
120 K=K/(K+1)
130 H1=K*H
140 P=H1*(FNR(T2)-FNR(T0))*9.81/2
150 V0=SQR(2*P/FNR(T0)) \ V3=INT(2*V0+.5)/2
160 L0=3600*V0*H1*B
170 L1=L0*(T0-T2)*FNT(T1)/((T1-T2)*FNT(T0))
180 F3=L1/(3600*V3)
190 B3=1.2*B \ B4=INT(100*B3+.5)/100
200 L3=F3/B3 \ L4=INT(100*L3+.5)/100
700 PRINT  \ PRINT "ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" \ PRINT
720 PRINT "РАСХОД ВОЗДУХА="L0
730 PRINT "РАСХОД СМЕСИ="L1
740 PRINT "ШИРИНА ЗОНТА-КОЗЫРЬКА="B4
750 PRINT "ВЫЛЕТ ЗОНТА-КОЗЫРЬКА="L4
800 END
```

```
RUN

РАСЧЕТ ЗОНТА-КОЗЫРЬКА

ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ВЫСОТА РАБОЧЕГО ОТВЕРСТИЯ .45
ШИРИНА РАБОЧЕГО ОТВЕРСТИЯ .63
ТЕМПЕРАТУРА В ПЕЧИ 850
ТЕМПЕРАТУРАСМЕСИ 80
ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА РАБОЧЕЙ ЗОНЫ 20

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

РАСХОД ВОЗДУХА= 1715.52
РАСХОД СМЕСИ= 7459.66
ШИРИНА ЗОНТА-КОЗЫРЬКА= .76
ВЫЛЕТ ЗОНТА-КОЗЫРЬКА= .91
```

```
10 REM BLOWER
11 W9=SYS(/,0)
15 DIM T(10)
20 PRINT "РАСЧЕТ ВОЗДУШНОГО ДУШИРОВАНИЯ"
30 PRINT  \ PRINT "ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" \ PRINT
40 PRINT  "КОЭФФИЦИЕНТ ЗАТУХАНИЯ СКОРОСТИ ВОЗДУХА В СТРУЕ"; \ INPUT M
50 PRINT "КОЭФФИЦИЕНТ ЗАТУХАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ВОЗДУХА В СТРУЕ";\ INPUT N
60 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА : \ INPUT T9
62 PRINT "УДЕЛЬНОЕ ТЕПЛОСОДЕРЖАНИЕ ВОЗДУХА"; \ INPUT J1
64 PRINT "БАРОМЕТРИЧЕСКОЕ ДАВЛЕНИЕ : \ INPUT P1
70 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА В РАБОЧЕЙ ЗОНЕ"; \ INPUT T3
80 PRINT "НОРМИРУЕМАЯ НА РАБОЧЕМ МЕСТЕ ТЕМПЕРАТУРА"; \ INPUT T1
90 PRINT "НОРМИРУЕМАЯ НА РАБОЧЕМ МЕСТЕ СКОРОСТЬ"; \ INPUT V1
100 PRINT "РАССТОЯНИЕ ОТ РАБОЧЕГО МЕСТА ДО ДУШИРУЮЩЕГО НАСАДКА"; \ INPUT X
105 GOSUB 770
106 PRINT
110 IF T1)=T THEN 150
120 PRINT "ПОЛИТРОПНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА"
130 F=(X/N)^2
140 GO TO 170
150 PRINT "АДИАБАТИЧЕСКОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА"
160 F=((T3-T1)*X/((T3-T)*N))^2
170 PRINT "РАСЧЕТНАЯ ПЛОЩАДЬ ДУШИРУЮЩЕГО ПАТРУБКА="F
180 PRINT "ПРИНЯТЬ К УСТАНОВКЕ БЛИЖАЙШИЙ БОЛЬШОЙ РАЗМЕР ПЛОЩАДИ"; \ INPUT F0
190 X1=M*SQR(F0)
200 IF X(=X1 THEN 230
210 V0=V1*X/X1
220 GO TO 240
230 V0=V1
240 L0=3600*V0*F0
250 X2=N*SQR(F0)
260 IF X)X2 THEN 290
270 T0=T1
280 GO TO 300
290 T0=T3-(T3-T1)*X/X2
300 IF T0)=T THEN 700
310 PRINT "T0<T! ИЗМЕРИТЬ КОНСТРУКТИВНЫЕ ИЛИ НОРМИРУЮЩИЕ УСЛОВИЯ!"
320 GO TO 750
700 PRINT  \ PRINT "ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" \ PRINT
710 PRINT "ПЛОЩАДЬ ДУШИРУЮЩЕГО НАСАДКА="F0
720 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА НА ВЫХОДЕ ИЗ ДУШИРУЮЩЕГО НАСАДКА="T0
730 PRINT "СКОРОСТЬ ВОЗДУХА НА ВЫХОДЕ ИЗ ДУШИРУЮЩЕГО НАСАДКА="V0
740 PRINT "РАСХОД ВОЗДУХА НА ВЫХОДЕ ИЗ ДУШИРУЮЩЕГО НАСАДКА="L0
750 STOP
770 REM TEMM
772 A=1513.89
774 B=23.59
776 C=236
778 T(0)=T9
780 FOR I=1 TO 10
782 P=EXP((A+B*T(I-1))/(C+T(I-1)))
784 D=622*P/(P1-P)
786 T(I)=2/3*T(I-1)+(J1-D*(2.5-2.38000E-03*T(I-1)))/3.015
788 NEXT I
790 T=T(10)
792 RETURN
800 END
```

```
RUN

РАСЧЁТ ВОЗДУШНОГО ДУШИРОВАНИЯ

ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

КОЭФФИЦИЕНТ ЗАТУХАНИЯ СКОРОСТИ ВОЗДУХА В СТРУЕ 6.3
КОЭФФИЦИЕНТ ЗАТУХАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ВОЗДУХА В СТРУЕ 4.5
ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА 24.2
УДЕЛЬНОЕ ТЕПЛОСОДЕРЖАНИЕ ВОЗДУХА 52.3
БАРОМЕТРИЧЕСКОЕ ДАВЛЕНИЕ 100000
ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА В РАБОЧЕЙ ЗОНЕ 29.2
НОРМИРУЕМАЯ НА РАБОЧЕМ МЕСТЕ ТЕМПЕРАТУРА 20
НОРМИРУЕМАЯ НА РАБОЧЕМ МЕСТЕ СКОРОСТЬ 3
РАССТОЯНИЕ ОТ РАБОЧЕГО МЕСТА ДО ДУШИРУЮЩЕГО НАСАДКА 1.5

АДИАБАТИЧЕСКОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА
РАСЧЕТНАЯ ПЛОЩАДЬ ДУШИРУЮЩЕГО ПАТРУБКА= .0845743
ПРИНЯТЬ К УСТАНОВКЕ БЛИЖАЙШИЙ БОЛЬШОЙ РАЗМЕР ПЛОЩАДИ .1

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ПЛОЩАДЬ ДУШИРУЮЩЕГО НАСАДКА= .1
ТЕМПЕРАТУРА НА ВЫХОДЕ ИЗ ДУШИРУЮЩЕГО НАСАДКА= 19.5023
СКОРОСТЬ ВОЗДУХА НА ВЫХОДЕ ИЗ ДУШИРУЮЩЕГО НАСАДКА= 3
РАСХОД ВОЗДУХА НА ВЫХОДЕ ИЗ ДУШИРУЮЩЕГО НАСАДКА= 1080
```

```
10 REM SCREEN
11 WIDTH ,60
20  REM  РАСЧЕТ ВОЗДУШНЫХ ЗАВЕС ШИБЕРУЮЩЕГО ТИПА"
30 PRINT  \ PRINT "ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" \ PRINT
40 PRINT  ШИРИНА ПРОЕМА"; \ INPUT B
50 PRINT "ВЫСОТА ПРОЕМА"; \ INPUT H
60 PRINT  ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ РАСХОД ВОЗДУХА"; \ INPUT Q
70 PRINT  ОТНОСИТЕЛЬНАЯ ПЛОЩАДЬ ЗАВЕСЫ"; \ INPUT F
80 PRINT  РАССТОЯНИЕ ОТ СЕРЕДИНЫ ВОРОТ ДО НЕЙТРАЛЬНОЙ ЗОНЫ"; \ INPUT H1
90 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНЕГО ВОЗДУХА"; \ INPUT T0
100 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА ВНУТРЕННЕГО ВОЗДУХА"; \ INPUT T2
110 PRINT "ВРЕМЯ РАБОТЫ ЗАВЕСЫ"; \ INPUT T
120 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА СМЕСИ"; \ INPUT T1
130 PRINT "КОЭФФИЦИЕНТ РАСХОДА ВОЗДУХА ПРОЕМА"; \ INPUT M
140 PRINT "ОТНОШЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ТЕПЛА К ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТИ"; \ INPUT Q1
150 DEF FNR(X)=353/(X+273)
160 G3=3600*H*B*Q*M*SQR(2*9.81*H1*(FNR(T0)-FNR(T2))*FNR(T1))
170 T3=(T1-(1-Q)*T0)/(Q*(1-Q1))
180 Q0=.278*G3*(1/Q-1)*(T2-T0)*T/60
190 Q3=.278*G3*(T3-T1)
200 B1=.5*B/F \ B2=B1*100
210 B3=INT(2*B2+.5)/2 \ B4=B3/100
220 V1=G3/(7200*H*B4*FNR(T3))
700 PRINT  \ PRINT "ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ"
710 PRINT "КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА ПОДАВАЕМОГО ЗАВЕСОЙ="G3
720 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА ПОДАВАЕМОГО ЗАВЕСОЙ="T3
730 PRINT "ТЕПЛОВАЯ МОЩНОСТЬ ЗАВЕСЫ="Q3
740 PRINT "РАЗМЕР ВЫПУСКАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА="B4
750 PRINT "СКОРОСТЬ ВЫХОДА ВОЗДУХА="V1
800 END


RUN

РАСЧЕТ ВОЗДУШНЫХ ЗАВЕС ШИБЕРУЮЩЕГО ТИПА

ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ШИРИНА ПРОЕМА 4.7
ВЫСОТА ПРОЕМА 5.6
ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ РАСХОД ВОЗДУХА .7
ОТНОСИТЕЛЬНАЯ ПЛОЩАДЬ ЗАВЕСЫ 20
РАССТОЯНИЕ ОТ СЕРЕДИНЫ ВОРОТ ДО НЕЙТРАЛЬНОЙ ЗОНЫ 9
ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНЕГО ВОЗДУХА-25
ТЕМПЕРАТУРА ВНУТРЕННЕГО ВОЗДУХА 19
ВРЕМЯ РАБОТЫ ЗАВЕСЫ 13
ТЕМПЕРАТУРА СМЕСИ 8
КОЭФФИЦИЕНТ РАСХОДА ВОЗДУХА ПРОЕМА .26
ОТНОШЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ТЕПЛА К ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТИ .12

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ
КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА ПОДАВАЕМОГО ЗАВЕСОЙ= 118949
ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА ПОДАВАЕМОГО ЗАВЕСОЙ= 25.1623
ТЕПЛОВАЯ МОЩНОСТЬ ЗАВЕСЫ= 567521
РАЗМЕР ВОЗДУХОВЫПУСКНОГО УСТРОЙСТВА= .115
СКОРОСТЬ ВЫХОДА ВОЗДУХА= 21.6681
```

```
10 REM SCREEN
11 W9=SYS(7,0)
20 PRINT "РАСЧЕТ ВОЗДУШНЫХ ЗАВЕС СМЕСИТЕЛЬНОГО ТИПА"
30 PRINT : PRINT "ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" : PRINT
40 PRINT "КОНСТРУКЦИЯ И ПЛОЩАДЬ ВХОДНЫХ ДВЕРЕЙ"; : INPUT F
50 PRINT "УСЛОВНАЯ ВЫСОТА ЗАВЕСЫ"; : INPUT H3
60 PRINT "ВЫСОТА РАЗДАТОЧНОЙ ЩЕЛИ"; : INPUT H
70 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА"; : INPUT T0
80 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА ЗАВЕСЫ"; : INPUT T3
90 PRINT "СКОРОСТЬ ВЫХОДА ВОЗДУХА ИЗ СТОЯКОВ ЗАВЕСЫ"; : INPUT V
100 PRINT "КОЭФФИЦИЕНТ РАСХОДА ВХОДА"; : INPUT M
110 PRINT "ПОПРАВОЧНЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ"; : INPUT K
120 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА СМЕСИ"; : INPUT T1
130 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА ВНУТРЕННЕГО ВОЗДУХА"; : INPUT T2
140 PRINT "ЧИСЛО СТОЯКОВ ЗАВЕСЫ"; : INPUT N
150 DEF FNR(X)=353/(X+273)
160 G3=3600*H*M*F*SQR(2*9.81*H3*(FNR(T0)-FNR(T2))*FNR(T1))*(T2-T0)/(T3-T2)
170 Q3=.278*G3*(T3-T2)
180 B1=G3/(3600*FNR(T3)*H*N*V)
190 B4=INT(100*B1+.5)/100
700 PRINT : PRINT "ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" : PRINT
710 PRINT "РАСХОД ВОЗДУХА ЗАВЕСЫ="G3
720 PRINT "ТЕПЛОВАЯ МОЩНОСТЬ КАЛОРИФЕРОВ ЗАВЕСЫ="Q3
730 PRINT "ШИРИНА ЩЕЛИ ЗАВЕСЫ="B4
800 END
```

```
RUN

РАСЧЕТ ВОЗДУШНЫХ ЗАВЕС СМЕСИТЕЛЬНОГО ТИПА

ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

КОНСТРУКЦИЯ И ПЛОЩАДЬ ВХОДНЫХ ДВЕРЕЙ 2.3
УСЛОВНАЯ ВЫСОТА ЗАВЕСЫ 23
ВЫСОТА РАЗДАТОЧНОЙ ЩЕЛИ 1.6
ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА-25
ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА ЗАВЕСЫ 43
СКОРОСТЬ ВЫХОДА ВОЗДУХА ИЗ СТОЯКОВ ЗАВЕСЫ 8
КОЭФФИЦИЕНТ РАСХОДА ВХОДА .55
ПОПРАВОЧНЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ .27
ТЕМПЕРАТУРА СМЕСИ 12
ТЕМПЕРАТУРА ВНУТРЕННЕГО ВОЗДУХА 20
ЧИСЛО СТОЯКОВ ЗАВЕСЫ 2

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ
РАСХОД ВОЗДУХА ЗАВЕСЫ= 26592.2
ТЕПЛОВАЯ МОЩНОСТЬ КАЛОРИФЕРОВ ЗАВЕСЫ= 170030
ШИРИНА ЩЕЛИ ЗАВЕСЫ= .26
```

```
10 REM AIR1
11 W9=SYS(7,0)
20 PRINT "РАСЧЕТ ВОЗДУХООБМЕНА ПОМЕЩЕНИЯ С НЕДОСТАТКАМИ ТЕПЛОТЫ
30 PRINT  \ PRINT "ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" \ PRINT
40 PRINT "НЕДОСТАТКИ ТЕПЛОТЫ"; \ INPUT Q
50 PRINT "КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА,УДАЛЯЕМОГО МЕСТНЫМИ ОТСОСАМИ"; \ INPUT L1
60 PRINT "КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА,УДАЛЯЕМОГО ИЗ ВЕРХНЕЙ ЗОНЫ"; \ INPUT L3
70 PRINT "КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА,ПОДАВАЕМОГО МЕСТНЫМ ПРИТОКОМ"; \ INPUT L2
80 PRINT  ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА РАБОЧЕЙ ЗОНЫ"; \ INPUT T1
90 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА МЕСТНОГО ПРИТОКА"; \ INPUT T2
100 DEF FNR(X)=353/(X+273)
110 T3=T1+3
120 G0=L1*FNR(T1)+L3*FNR(T3)-L2*FNR(T2)
130 T0=(3.6*Q+T1*L1*FNR(T1)+T3*L3*FNR(T3)-T2*L2*FNR(T2))/G0
140 L0=G0/FNR(T0)
700 PRINT  \ PRINT "ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ
710 PRINT  ОБ ЕМ ВОЗДУХА ПРИТОЧНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ="L0
720 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА="T0
800 END
```

```
RUN

РАСЧЕТ ВОЗДУХООБМЕНА ПОМЕЩЕНИЯ С НЕДОСТАТКАМИ ТЕПЛОТЫ

ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

НЕДОСТАТКИ ТЕПЛОТЫ 55000
КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА,УДАЛЯЕМОГО МЕСТНЫМИ ОТСОСАМИ 12000
КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА,УДАЛЯЕМОГО ИЗ ВЕРХНЕЙ ЗОНЫ 4500
КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА,ПОДАВАЕМОГО МЕСТНЫМ ПРИТОКОМ 3750
ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА РАБОЧЕЙ ЗОНЫ 13
ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА МЕСТНОГО ПРИТОКА 18.2

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ОБ ЕМ ВОЗДУХА ПРИТОЧНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ= 13310.9
ТЕМПЕРАТУРА ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА= 25.1084
```

```
10 REM AIR2
11 W9=SYS(7.0)
20 PRINT  РАСЧЕТ ЕСТЕСТВЕННОГО ВОЗДУХООБМЕНА ПОМЕЩЕНИЯ(ИЗБЫТКИ ТЕПЛОТЫ)
30 PRINT  \ PRINT  ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ  \ PRINT
40 PRINT  ТЕПЛОПОТЕРИ ПОМЕЩЕНИЯ- ; \ INPUT Q1
50 PRINT  ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ В ПОМЕЩЕНИИ-"; \ INPUT Q2
60 PRINT  КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА УДАЛЯЕМОГО МЕСТНЫМИ ОТСОСАМИ= ; \ INPUT L1
70 PRINT  КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА,ПОДАВАЕМОГО МЕСТНЫМ ПРИТОКОМ- ; \ INPUT L2
80 PRINT  ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА ПРИТОЧНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ= ; \ INPUT T0
90 PRINT  ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА РАБОЧЕЙ ЗОНЫ= ; \ INPUT T1
100 PRINT  ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА МЕСТНОГО ПРИТОКА= ; \ INPUT T2
110 PRINT  ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА НАРУЖНОГО ПО ПАРАМЕТРУ А- ;  INPUT T3
120 PRINT  КОЭФФИЦИЕНТ ВОЗДУХООБМЕНА- ; \ INPUT K
130 DEF FNR(X)=353/(X+273)
140 T4=K*T1+T0*(1-K)
150 G4=(3.6*(Q2-Q1)+L1*FNR(T1)*(T0-T1)+L2*FNR(T2)*(T2-T0))/(T3-T4)
160 L4=G4/FNR(T3)
170 L5=G4/FNR(T4)
700 PRINT  \ PRINT  ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ
710 PRINT  РАСХОД АЭРАЦИОННОГО ВОЗДУХА УХОДЯЩЕГО= ;L4
720 PRINT  РАСХОД АЭРАЦИОННОГО ВОЗДУХА ПРИТОЧНОГО= ;L5
800 END
```

```
RUN

РАСЧЕТ ЕСТЕСТВЕННОГО ВОЗДУХООБМЕНА ПОМЕЩЕНИЯ(ИЗБЫТКИ ТЕПЛОТЫ)

ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ТЕПЛОПОТЕРИ ПОМЕЩЕНИЯ= 55000
ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ В ПОМЕЩЕНИИ- 115000
КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА УДАЛЯЕМОГО МЕСТНЫМИ ОТСОСАМИ= 12000
КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА ПОДАВАЕМОГО МЕСТНЫМ ПРИТОКОМ= 3750
ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА ПРИТОЧНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ= 15
ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА РАБОЧЕЙ ЗОНЫ= 19
ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА МЕСТНОГО ПРИТОКА= 18.5
ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА НАРУЖНОГО ПО ПАРАМЕТРУ А=-14
КОЭФФИЦИЕНТ ВОЗДУХООБМЕНА= 2

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

РАСХОД АЭРАЦИОННОГО ВОЗДУХА УХОДЯЩЕГО= 3909.79
РАСХОД АЭРАЦИОННОГО ВОЗДУХА ПРИТОЧНОГО= 3421.06
```

```
10 REM ...
11 W/ ...(7,6)
20 PRINT  РАСЧЕТ ВОЗДУХООБМЕНА ПОМЕЩЕНИЯ С МАЛЫМИ ИЗБЫТКАМИ ТЕПЛОТЫ "
30 PRINT  \ PRINT " ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ"
40 PRINT  ТЕПЛОПОТЕРИ ПОМЕЩЕНИЯ'; \ INPUT Q1
50 PRINT 'ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ В ПОМЕЩЕНИИ"; \ INPUT Q2
60 PRINT 'КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА,УДАЛЯЕМОГО МЕСТНЫМИ ОТСОСАМИ"; \ INPUT L1
70 PRINT 'КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА,ПОДАВАЕМОГО МЕСТНЫМ ПРИТОКОМ"; \ INPUT L2
80 PRINT 'ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА РАБОЧЕЙ ЗОНЫ"; \ INPUT T1
90 PRINT  ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА МЕСТНОГО ПРИТОКА"; \ INPUT T2
100 DEF FNR(X)=353/(X+273)
110 G0=L1*FNR(T1)-L2*FNR(T2)
120 T0=(L1*FNR(T1)*T1-L2*FNR(T2)*T2-3.6*(Q2-Q1))/G0
130 L0=G0/FNR(T0)
700 PRINT  \ PRINT "ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ"
710 PRINT 'ОБ ЕМ ВОЗДУХА ПРИТОЧНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ="L0
720 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА="T0
800 END
```

```
RUN

РАСЧЕТ ВОЗДУХООБМЕНА ПОМЕЩЕНИЯ С МАЛЫМИ ИЗБЫТКАМИ ТЕПЛОТЫ

ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ТЕПЛОПОТЕРИ ПОМЕЩЕНИЯ 95000
ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ В ПОМЕЩЕНИИ 115000
КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА,УДАЛЯЕМОГО МЕСТНЫМИ ОТСОСАМИ 12000
КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА,ПОДАВАЕМОГО МЕСТНЫМ ПРИТОКОМ 3750
ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА РАБОЧЕЙ ЗОНЫ 19
ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА МЕСТНОГО ПРИТОКА 18.2

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ОБ ЕМ ВОЗДУХА ПРИТОЧНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ= 8046.03
ТЕМПЕРАТУРА ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА= 12.1369
```

```
10 REM AIR4
11 W9=SYS(7,0)
20 PRINT "РАСЧЕТ ЕСТЕСТВЕННОГО ВОЗДУХООБМЕНА ПОМЕЩЕНИЯ(ИЗБЫТКИ ТЕПЛОТЫ)"
30 PRINT  \ PRINT "ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ"
40 PRINT "ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ В ПОМЕЩЕНИИ "; \ INPUT Q
50 PRINT "КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА,УДАЛЯЕМОГО МЕСТНЫМИ ОТСОСАМИ "; \ INPUT L1
60 PRINT "КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА,ПОДАВАЕМОГО МЕСТНЫМ ПРИТОКОМ "; \ INPUT L2
70 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА РАБОЧЕЙ ЗОНЫ "; \ INPUT T1
80 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА МЕСТНОГО ПРИТОКА "; \ INPUT T2
90 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА НАРУЖНОГО ПО ПАРАМЕТРУ А ": \ INPUT T4
100 PRINT "КОЭФФИЦИЕНТ ВОЗДУХООБМЕНА"; \ INPUT K
110 DEF FNR(X)=353/(X+273)
120 T3=K*T1+T4*(1-K)
130 G4=(L1*FNR(T1)*(T4-T1)+L2*FNR(T2)*(T2-T4)+3.6*Q)/(T3-T4)
140 G5=L1*FNR(T1)+G4-L2*FNR(T2)
150 L4=G4/FNR(T3)
160 L5=G5/FNR(T4)
700 PRINT  \ PRINT "ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ "
710 PRINT "ОБ ЕМ АЭРАЦИОННОГО ВОЗДУХА УХОДЯЩЕГО="L4
720 PRINT "ОБ ЕМ АЭРАЦИОННОГО ВОЗДУХА ПРИТОЧНОГО="L5
800 END
```

```
RUN

РАСЧЕТ ЕСТЕСТВЕННОГО ВОЗДУХООБМЕНА ПОМЕЩЕНИЯ(ИЗБЫТКИ ТЕПЛОТЫ)

ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ В ПОМЕЩЕНИИ  115000
КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА,УДАЛЯЕМОГО МЕСТНЫМИ ОТСОСАМИ  12000
КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА,ПОДАВАЕМОГО МЕСТНЫМ ПРИТОКОМ  3750
ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА РАБОЧЕЙ ЗОНЫ  29.2
ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА МЕСТНОГО ПРИТОКА  20
ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА НАРУЖНОГО ПО ПАРАМЕТРУ А  24.2
КОЭФФИЦИЕНТ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВОЗДУХООБМЕНА  2

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ОБ ЕМ АЭРАЦИОННОГО ВОЗДУХА УХОДЯЩЕГО= 28278
ОБ ЕМ АЭРАЦИОННОГО ВОЗДУХА ПРИТОЧНОГО= 35355.2
```

```
10 REM AIRA
11 W9=SYS(7,0)
20 PRINT 'РАСЧЕТ УГЛОВ ОТКРЫТИЯ АЭРАЦИОННЫХ ПРОЕМОВ
30 PRINT  \ PRINT "ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" \ PRINT
40 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА РАБОЧЕЙ ЗОНЫ"; \ INPUT T1
50 PRINT 'ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА УХОДЯЩЕГО"; \ INPUT T3
60 PRINT 'ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА НАРУЖНОГО"; \ INPUT T4
70 PRINT 'РАСХОД ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ НИЖНИЕ ФРАМУГИ'; \ INPUT G5
80 PRINT "РАСХОД ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ ВЕРХНИЕ ФРАМУГИ"; \ INPUT G4
90 PRINT "ВЫСОТА ЦЕНТРА НИЖНИХ ФРАМУГ"; \ INPUT H1
100 PRINT "ВЫСОТА ЦЕНТРА ВЕРХНИХ ФРАМУГ"; \ INPUT H2
110 PRINT "ВЫСОТА ЦЕНТРА НЕЙТРАЛЬНОЙ ЗОНЫ"; \ INPUT H0
120 PRINT "КОЭФФИЦИЕНТ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ"; \ INPUT B
130 PRINT 'МАХ ПЛОЩАДЬ СЕЧЕНИЯ ФРАМУГ НИЖНИХ"; \ INPUT F1
140 PRINT  МАХ ПЛОЩАДЬ СЕЧЕНИЯ ФРАМУГ ВЕРХНИХ"; \ INPUT F2
150 PRINT "КОЭФ-Т РАСХОДА В-ХА(УГОЛ ОТКРЫТИЯ 90)ЧЕРЕЗ НИЖНИЙ ПРОЕМ"; \ INPUT M1
160 PRINT "КОЭФ-Т РАСХОДА В-ХА(УГОЛ ОТКРЫТИЯ 90)ЧЕРЕЗ ВЕРХНИЙ ПРОЕМ"; \ INPUT M2
170 DEF FNR(X)=353/(X+273)
180 P0=9.81*((H0-H1)*(FNR(T4)-FNR(T1))+(H2-H0)*(FNR(T4)-FNR(T3)))
190 P1=B*P0
200 P2=P0-P1
210 S1=G5/(3600*M1*SQR(2*P1*FNR(T4)))
220 S2=G4/(3600*M2*SQR(2*P2*FNR(T3)))
225 A1=S1/F1
230 A1=ATN(A1/SQR(1-A1^2))*180/PI
235 A2=S2/F2
240 A2=ATN(A2/SQR(1-A2^2))*180/PI
700 PRINT  \ PRINT "ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" \ PRINT
710 PRINT "УГОЛ ОТКРЫТИЯ СТВОРОК ПРИТОЧНЫХ ПРОЕМОВ="A1
720 PRINT "УГОЛ ОТКРЫТИЯ СТВОРОК ВЫТЯЖНЫХ ПРОЕМОВ="A2
800 END


RUN

РАСЧЕТ УГЛОВ ОТКРЫТИЯ АЭРАЦИОННЫХ ПРОЕМОВ

ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА РАБОЧЕЙ ЗОНЫ 29.2
ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА УХОДЯЩЕГО 34.2
ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА НАРУЖНОГО 24.2
РАСХОД ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ НИЖНИЕ ФРАМУГИ 41990
РАСХОД ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ ВЕРХНИЕ ФРАМУГИ 32490
ВЫСОТА ЦЕНТРА НИЖНИХ ФРАМУГ 1.6
ВЫСОТА ЦЕНТРА ВЕРХНИХ ФРАМУГ 11.5
ВЫСОТА ЦЕНТРА НЕЙТРАЛЬНОЙ ЗОНЫ 8.5
КОЭФФИЦИЕНТ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ .1
МАХ ПЛОЩАДЬ СЕЧЕНИЯ ФРАМУГ НИЖНИХ 30
МАХ ПЛОЩАДЬ СЕЧЕНИЯ ФРАМУГ ВЕРХНИХ 15
КОЭФ-Т РАСХОДА В-ХА(УГОЛ ОТКРЫТИЯ 90)ЧЕРЕЗ НИЖНИЙ ПРОЕМ .64
КОЭФ-Т РАСХОДА В-ХА(УГОЛ ОТКРЫТИЯ 90)ЧЕРЕЗ ВЕРХНИЙ ПРОЕМ .49

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

УГОЛ ОТКРЫТИЯ СТВОРОК ПРИТОЧНЫХ ПРОЕМОВ= 52.5032
УГОЛ ОТКРЫТИЯ СТВОРОК ВЫТЯЖНЫХ ПРОЕМОВ= 32.9195
```

```
10 REM UCP
11 W9=SYS(7,0)
20 PRINT "РАСЧЕТ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ ВСП
30 PRINT  : PRINT  ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ  \ PRINT
40 PRINT  ОБЩИЙ РАСХОД ПОДАВАЕМОГО ВОЗДУХА " ; INPUT L0
50 PRINT  РАЗМЕР ПОМЕЩЕНИЯ ДЛИНА ; \ INPUT L1
60 PRINT "РАЗМЕР ПОМЕЩЕНИЯ ШИРИНА ; \ INPUT B1
70 PRINT  РАЗМЕР ПОМЕЩЕНИЯ ВЫСОТА"; \ INPUT H
80 PRINT  КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ";   INPUT N
90 PRINT  ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА РАБОЧЕЙ ЗОНЫ MIN ДОПУСТИМАЯ ; \ INPUT T
100 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА РАБОЧЕЙ ЗОНЫ MAX ДОПУСТИМАЯ"; \ INPUT T1
110 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА НА ВЫХОДЕ ИЗ НАСАДКИ ; \ INPUT T0
120 PRINT "ПОДВИЖНОСТЬ ВОЗДУХА В РАБОЧЕЙ ЗОНЕ" ; \ INPUT V
130 PRINT "КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕХОДА К MAX ПОДВИЖНОСТИ ВОЗДУХА"; \ INPUT K
140 PRINT  КОЭФФИЦИЕНТ ЗАТУХАНИЯ СКОРОСТИ : \ INPUT M
150 B=B1/N
160 F=B*H
170 V1=K*V
180 L=L0/N
190 F1=(2.10000E-04*L/(V1*SQR(F)))^2
195 PRINT
200 PRINT "РАСЧЕТНАЯ ПЛОЩАДЬ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ="F1
210 PRINT "ВЫБРАТЬ ТИПОРАЗМЕР ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ"; \ INPUT F0
220 V2=V1*F1/F0
230 IF V1<V2 THEN 210
240 T2=T+3
250 T3=T1-T2
260 T4=1.4*T3*SQR(F0/F)
270 T=.8*(T0-T)
280 IF T4>T THEN 210
290 L2=.6*M*SQR(F)
700 PRINT  \ PRINT "ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" \ PRINT
710 PRINT "ДЕЙСТВИТЕЛЬНАЯ ПЛОЩАДЬ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ="F0
720 PRINT "ДЕЙСТВИТЕЛЬНАЯ СКОРОСТЬ ВОЗДУХА В ОБРАТНОМ ПОТОКЕ="V2
730 PRINT "ПЕРЕПАД ТЕМПЕРАТУР ВОЗДУХА="T4
740 PRINT "ДЛИНА ПРИТОЧНОЙ СТРУИ="L2
800 END


RUN

РАСЧЕТ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ ВСП

ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ОБЩИЙ РАСХОД ПОДАВАЕМОГО ВОЗДУХА 12750
РАЗМЕР ПОМЕЩЕНИЯ ДЛИНА 30
РАЗМЕР ПОМЕЩЕНИЯ ШИРИНА 12
РАЗМЕР ПОМЕЩЕНИЯ ВЫСОТА 6.5
КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ 1
ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА РАБОЧЕЙ ЗОНЫ MIN ДОПУСТИМАЯ 13
ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА РАБОЧЕЙ ЗОНЫ MAX ДОПУСТИМАЯ 19
ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА НА ВЫХОДЕ ИЗ НАСАДКИ 25.1
ПОДВИЖНОСТЬ ВОЗДУХА В РАБОЧЕЙ ЗОНЕ .5
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕХОДА К MAX ПОДВИЖНОСТИ ВОЗДУХА 1.8
КОЭФФИЦИЕНТ ЗАТУХАНИЯ СКОРОСТИ 5.7

РАСЧЕТНАЯ ПЛОЩАДЬ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ= .11347

ВЫБРАТЬ ТИПОРАЗМЕР ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ .25

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ДЕЙСТВИТЕЛЬНАЯ ПЛОЩАДЬ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ= .25
ДЕЙСТВИТЕЛЬНАЯ СКОРОСТЬ ВОЗДУХА В ОБРАТНОМ ПОТОКЕ= .40849
ПЕРЕПАД ТЕМПЕРАТУР ВОЗДУХА= .237778
ДЛИНА ПРИТОЧНОЙ СТРУИ= 30.2046
```

```
10 REM WPK
11 W9=SYS(7,0)
15 DIM S(2,6)
20 PRINT "РАСЧЕТ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ ВПК"
30 PRINT  \ PRINT "ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" \ PRINT
40 PRINT "ОБЩИЙ РАСХОД ВОЗДУХА"; \ INPUT L0
50 PRINT "КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ"; \ INPUT N0
60 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА В РАБОЧЕЙ ЗОНЕ"; \ INPUT T
70 PRINT "МАКСИМАЛЬНО ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА"; \ INPUT T1
80 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА НА ВЫХОДЕ ИЗ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ"; \ INPUT T0
90 PRINT "ПОДВИЖНОСТЬ ВОЗДУХА В РАБОЧЕЙ ЗОНЕ"; \ INPUT V
100 PRINT "КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕХОДА К МАХ ПОДВИЖНОСТИ В-ХА В Р.З."; \ INPUT K
110 PRINT "ВЫСОТА УСТАНОВКИ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ"; \ INPUT H
120 PRINT "РАСТОЯНИЕ МЕЖДУ СТРУЯМИ"; \ INPUT D
121 FOR I=0 TO 2
122 FOR J=0 TO 6
123 READ C(I,J)
124 NEXT J
125 NEXT I
130 L=L0/N0
135 PRINT
140 PRINT "КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА НА ОДИН ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬ="L
145 PRINT "ЗАДАТЬ:"
150 PRINT "ПЛОЩАДЬ ЖИВОГО СЕЧЕНИЯ"; \ INPUT F0
160 PRINT "РАЗМЕР ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ B0"; \ INPUT B0
170 PRINT "КОЭФФИЦИЕНТ ЗАТУХАНИЯ СКОРОСТИ"; \ INPUT M
180 PRINT "КОЭФФИЦИЕНТ ЗАТУХАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ"; \ INPUT N
190 V0=L/(3600*F0)
200 X=H-2
210 K1=(1-.067*N*X^(1.5)*(T0-T)/(M^2*V0^2*SQR(B0)))^(1/3)
220 IF N0)1 THEN 260
230 K2=1
240 GO TO 290
260 A=X/D
261 FOR J=0 TO 6
262 IF A)C(0,6) THEN 264
263 K2=C(N0-1,J) \ GO TO 290
264 NEXT J
290 V1=V0*M*SQR(B0)*K2*K1/SQR(X)
300 V2=K*V
310 IF V1)V2 THEN 150
320 T2=T0-T
330 T3=T2*N*SQR(B0)*K2/(K1*SQR(X))
340 T4=.8*(T1-T)
350 IF T3)T4 THEN 150
370 DATA 9,10,12.5,15,20,30,40
375 DATA 1,1,1.13,1.2,1.3,1.4,1.45
380 DATA 1,1.2,1.4,1.45,1.51,1.65,1.7
700 PRINT  \ PRINT "ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" \ PRINT
710 PRINT "ПЛОЩАДЬ ЖИВОГО СЕЧЕНИЯ="F0
720 PRINT "РАЗМЕР ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ B0="B0
730 PRINT "ДЕЙСТВИТЕЛЬНАЯ СКОРОСТЬ ВОЗДУХА В РАБОЧЕЙ ЗОНЕ="V1
740 PRINT "ПЕРЕПАД ТЕМПЕРАТУР ВОЗДУХА="T3
800 END
```

```
RUN

РАСЧЕТ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ ВПА

ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ОБЩИЙ РАСХОД ВОЗДУХА 1.2750
КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ 2
ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА В РАБОЧЕЙ ЗОНЕ 13
МАКСИМАЛЬНО ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА 19
ТЕМПЕРАТУРА НА ВЫХОДЕ ИЗ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ 25.1
ПОДВИЖНОСТЬ ВОЗДУХА В РАБОЧЕЙ ЗОНЕ .5
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕХОДА К МАХ ПОДВИЖНОСТИ В-ХА 5 Т.З. 1.
ВЫСОТА УСТАНОВКИ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ 5.5
РАСТОЯНИЕ МЕЖДУ СТРУЯМИ 6

КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА НА ОДИН ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬ= 6.5
ЗАДАТЬ:
ПЛОЩАДЬ ЖИВОГО СЕЧЕНИЯ .26
РАЗМЕР ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ В0 .57
КОЭФФИЦИЕНТ ЗАТУХАНИЯ СКОРОСТИ .21
КОЭФФИЦИЕНТ ЗАТУХАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ .19

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ПЛОЩАДЬ ЖИВОГО СЕЧЕНИЯ= .26
РАЗМЕР ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ В0= .57
ДЕЙСТВИТЕЛЬНАЯ СКОРОСТЬ ВОЗДУХА В РАБОЧЕЙ ЗОНЕ= .405595
ПЕРЕПАД ТЕМПЕРАТУР ВОЗДУХА= 1.32031
```

```
10 REM NRW
11 W9=SYS(7,0)
20 PRINT "РАСЧЕТ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ НРВ"
30 PRINT  \ PRINT "ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" \ PRINT
40 PRINT "ОБЩИЙ РАСХОД ВОЗДУХА"; \ INPUT L0
50 PRINT "КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ"; \ INPUT N0
60 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА В РАБОЧЕЙ ЗОНЕ"; \ INPUT T
70 PRINT "ОПТИМАЛЬНАЯ ТЕМПЕРАТУРА В Р.З."; \ INPUT T1
80 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА НА ВЫХОДЕ ИЗ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ"; \ INPUT T0
90 PRINT "ПОДВИЖНОСТЬ ВОЗДУХА В РАБОЧЕЙ ЗОНЕ"; \ INPUT V
100 PRINT "КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕХОДА К МАХ ПОДВИЖНОСТИ В-ХА В Р.З."; \ INPUT K
110 PRINT "РАССТОЯНИЕ РАСПРОСТРАНЕНИЯ СТРУИ"; \ INPUT X
120 READ M,N
125 DATA 2,1.4
126 PRINT
130 PRINT "ПРИНЯТЬ ВЫСОТУ РАБОЧЕЙ ЗОНЫ"; \ INPUT H
135 L=L0/N0
136 PRINT
140 PRINT "КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА НА ОДИН ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬ="L
150 PRINT "ЗАДАТЬ ПЛОЩАДЬ ЖИВОГО СЕЧЕНИЯ"; \ INPUT F2 \ PRINT "*";
155 INPUT F1
157 F0=F2*F1
190 V0=L/(3600*F0)
200 H1=9.23*V0*SQR(SQR(F0))/SQR(T-T0)
210 PRINT "ЗАДАТЬ УГОЛ НАЛОНА"; \ INPUT B
220 B1=B*PI/180
230 H2=H+X*SIN(B1)/COS(B1)+.33*X^3/(H1^2*COS(B1)^3)
240 IF H2)4 THEN 210
250 V1=V0*M*SQR(F0)/X
260 V2=K*V
270 IF V1)V2 THEN 150
280 T3=(T-T0)*N*SQR(F0)/X
290 T4=.4*(T-T1)
300 IF T3)T4 THEN 150
700 PRINT  \ PRINT "ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" \ PRINT
710 PRINT "ПЛОЩАДЬ ЖИВОГО СЕЧЕНИЯ="F2;"*";F1
730 PRINT "ДЕЙСТВИТЕЛЬНАЯ СКОРОСТЬ ВОЗДУХА В РАБОЧЕЙ ЗОНЕ="V1
740 PRINT "ПЕРЕПАД ТЕМРЕРАТУР ВОЗДУХА="T3
800 END
```

```
RUN

РАСЧЕТ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ НРВ

ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ОБЩИЙ РАСХОД ВОЗДУХА 8250
КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ 1
ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА В РАБОЧЕЙ ЗОНЕ 19
ОПТИМАЛЬНАЯ ТЕМПЕРАТУРА В Р.З. 15
ТЕМПЕРАТУРА НА ВЫХОДЕ ИЗ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ 15
ПОДВИЖНОСТЬ ВОЗДУХА В РАБОЧЕЙ ЗОНЕ .5
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕХОДА К МАХ ПОДВИЖНОСТИ В-ХА В Р.З. 2
РАССТОЯНИЕ РАСПРОСТРАНЕНИЯ СТРУИ 13

ПРИНЯТЬ ВЫСОТУ РАБОЧЕЙ ЗОНЫ 2

КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА НА ОДИН ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬ= 8250
ЗАДАТЬ ПЛОЩАДЬ ЖИВОГО СЕЧЕНИЯ 2 * .112
ЗАДАТЬ УГОЛ НАЛОНА 0

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ПЛОЩАДЬ ЖИВОГО СЕЧЕНИЯ= 2 * .112
ДЕЙСТВИТЕЛЬНАЯ СКОРОСТЬ ВОЗДУХА В РАБОЧЕЙ ЗОНЕ= .744928
ПЕРЕПАД ТЕМРЕРАТУР ВОЗДУХА= .203877
```

```
100 REM A
111 W9=SYS(7,0)
155 DIM C0(4,5),C1(4,5),W(2,9),B1(4,4),B2(4,4
200 PRINT "РАСЧЕТ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ"
300 PRINT  \ PRINT "ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" \ PRINT
400 PRINT "ПРИЗНАК ТИПА ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ:"
500 PRINT "0-БЕЗ ОБВОДНОГО КАНАЛА,1-С ОБВОДНЫМ КАНАЛОМ "; \ INPUT D
600 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА НАЧАЛЬНАЯ "; \ INPUT T1
700 PRINT "                    КОНЕЧНАЯ "; \ INPUT T2
800 PRINT "РАСХОД ВОЗДУХА "; \ INPUT L
900 PRINT "ТЕМРПЕРАТУРА ВОДЫ ГОРЯЧЕЙ "; \ INPUT T3
1000 PRINT "                  ОБРАТНОЙ "; \ INPUT T0
1110 DEF FNR(X)=353/(273+X)
1220 FOR I=1 TO 4
1221 FOR K=1 TO 5
1222 READ C0(I,K)
1223 NEXT K
1224 NEXT I
1225 FOR I=1 TO 4
1226 FOR K=1 TO 5
1227 READ C1(I,K)
1228 NEXT K
1229 NEXT I
1230 FOR I=1 TO 2
1231 FOR K=1 TO 9
1232 READ W(I,K)
1233 NEXT K
1234 NEXT I
1235 FOR I=0 TO 4
1236 FOR K=0 TO 4
1237 READ B1(I,K)
1238 NEXT K
1239 NEXT I
1240 FOR I=0 TO 4
1241 FOR K=0 TO 4
1242 READ B2(I,K)
1243 NEXT K
144 NEXT I
150 G=.278*L*FNR(T2)*(T2-T1)
160 FOR I=1 TO 4
170 IF L-5000)C0(I,1) THEN 190
180 J=I \ GO TO 210
190 NEXT I
290 PRINT "!!!" \ STOP
210 IF D=1 THEN 240
220 H=C0(J,2) \ F1=C0(J,3) \ F2=C0(J,4) \ F3=C0(J,5)
230 GO TO 250
240 H=C1(J,2) \ F1=C1(J,3) \ F2=C1(J,4) \ F3=C1(J,5)
250 V1=L*FNR(T2)/(3600*F2)
260 G1=Q/(.278*4.19*(T3-T0))
270 V2=G1/(3600*1000*F3)
280 A=1
290 K1=23.93*V1^.53*V2^.12
300 F=Q/(K1*((T3+T0)/2-(T1+T2)/2))
310 IF F(A*F1 THEN 400
320 A=A+1
330 IF A)4 THEN 370
340 IF A/2()INT(A/2) THEN 290
```

```
350 N1=21.04*V1^.53*V2^.11
360 GO TO 300
370 PRINT "!!!" \ STOP
400 V3=V1/1.2
410 FOR I=1 TO 9
420 IF (T1+T2)/2>W(1,I) THEN 440
430 N=I \ GO TO 460
440 NEXT I
450 W=W(2,9) \ GO TO 470
460 W=W(2,N)
470 IF A/2<>INT(A/2) THEN 490
480 P1=15.2*A*W*V3^1.95 \ O=2 \ GO TO 510
490 P1=9.8*A*W*V3^1.57 \ O=1
510 IF O=2 THEN 530
520 FOR I=1 TO 4
522 IF H<>B1(I,0) THEN 526
524 B=B1(I,J) \ GO TO 540
526 NEXT I
528 PRINT "!!!" \ STOP
530 FOR I=1 TO 4
532 IF H<>B2(I,0) THEN 536
534 B=B2(I,J) \ GO TO 540
536 NEXT I
538 PRINT "!!!" \ STOP
540 P2=A*B*V2^2
599 REM
600 DATA 10000,1.25.16.35,1.03,.00123
601 DATA 20000,1.25,32.7,2.07,.00123
602 DATA 31500,2,53,3.31,.00148
603 DATA 40000,1.5,65.4,4.14,.00148
604 REM
605 DATA 10000,1,12.95,.82,.00148
606 DATA 20000,1,25.9,1.65,.00148
607 DATA 31500,1.5,39.4,2.47,.00148
608 DATA 40000,2,53,3.31,.00148
609 REM
610 DATA -10,-5,0,5,10,15,20,25,30
611 DATA .91,.92,.94,.95,.97,.98,1,1.02,1.03
612 REM
613 DATA 0,10000,20000,31500,40000
614 DATA 1,8,14,13.3,13.3
615 DATA 1.25,12,20,0,0
616 DATA 1.5,0,0,20,20
617 DATA 2,0,0,16.7,16.7
618 REM
619 DATA 0,10000,20000,31500,40000
620 DATA 1,17,22,22.2,22.2
621 DATA 1.25,22,30,0,0
622 DATA 1.5,0,0,32,32
623 DATA 2,0,0,44.3,44.3
700 PRINT \ PRINT "ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" \ PRINT
710 IF O=1 THEN 740
720 PRINT "КОЛИЧЕСТВО РЯДОВ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ= 2 *"A/2
730 GO TO 750
740 PRINT "КОЛИЧЕСТВО РЯДОВ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ="A
750 PRINT "ПЛОЩАДЬ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООТДАЧИ="A*F1
760 PRINT "АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ="P1
770 PRINT "ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ="P2
800 END
```

```
RUN

РАСЧЕТ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ

ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ПРИЗНАК ТИПА ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ:
0-БЕЗ ОБВОДНОГО КАНАЛА,1-С ОБВОДНЫМ КАНАЛОМ
ПРИЗНАК ТИПА ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ 0
ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА НАЧАЛЬНАЯ -25
                    КОНЕЧНАЯ  25
РАСХОД ВОЗДУХА  12750
ТЕМРПЕРАТУРА ВОДЫ ГОРЯЧЕЙ  130
                  ОБРАТНОЙ  70

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

КОЛИЧЕСТВО РЯДОВ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ= 3
ПЛОЩАДЬ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООТДАЧИ= 49.05
АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ= 188.256
ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ= 16.5666
```

```
10 REM CAM
11 W9=SYS(7,0)
15 DIM T(10)
20 PRINT "РАСЧЕТ КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ(ПОЛИТРОПИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС)"
30 PRINT  \ PRINT "ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" \ PRINT
40 PRINT "ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ ПО ВОЗДУХУ "; \ INPUT L
50 PRINT "НАЧАЛЬНАЯ ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА "; \ INPUT T1
60 PRINT  НАЧАЛЬНОЕ УДЕЛЬНОЕ ТЕПЛОСОДЕРЖАНИЕ ВОЗДУХА "; \ INPUT J1
70 PRINT "КОНЕЧНАЯ ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА "; \ INPUT T2
80 PRINT  КОНЕЧНОЕ УДЕЛЬНОЕ ТЕПЛОСОДЕРЖАНИЕ ВОЗДУХА "; \ INPUT J2
90 PRINT "БАРОМЕТРИЧЕСКОЕ ДАВЛЕНИЕ "; \ INPUT P1
95 GOSUB 770
100 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА ХОЛОДНОЙ ВОДЫ "; \ INPUT T3
101 PRINT "ИСПОЛНЕНИЕ КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ "; \ INPUT N
102 FOR I=1 TO 3
103 FOR K=1 TO 7
104 READ B(I,K)
105 NEXT K
106 NEXT I
107 DATA 10000,20000,31500,40000,63000,80000,125000
108 DATA 42,70,95,130,209,286,418
109 DATA 4,90,135,180,297,396,594
110 T4=T0-1 \ T4=INT(T4) \ GO TO 130
120 T4=INT(T4)
130 IF T4<=0 THEN 160
140 IF T4<=10 THEN 180
150 IF T4<=20 THEN 190
160 PRINT  \ PRINT "ТЕМПЕРАТУРА ВОДЫ ЗА ПРЕДЕЛАМИ 0 И 20 ! "
170 STOP
180 J4=9.42+1.97*T4 \ GO TO 200
190 J4=1.26+2.85*T4
200 A=(J1-J2)/((J1-J4)*(1-1.76000E-04*(J1-J4)+3.51000E-03*(54-J4)))
210 M=.294*EXP(2.99*A)
220 IF M<=2.5 THEN 240
230 T4=T4-1 \ GO TO 120
240 E=1-EXP(-1.19*M^2)
250 T5=T1-((T1-T2)+.33*(E/A-1)*(J1-J2))/E
260 T9=ABS(T5-T4)
270 IF T9<=.3 THEN 290
280 T4=T4-.5 \ GO TO 120
290 G=L*M*353/(273+T1)
291 FOR K=1 TO 7
292 IF L>B(1,K) THEN 294
293 N0=K \ GO TO 300
294 NEXT K
295 PRINT  \ PRINT "ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ ЗАДАНА НЕ ВЕРНО!"
296 STOP
300 Q=G/B(N+1,N0)
310 P=7.30000E-04*Q^2
320 T7=T4+(J1-J2)/(4.19*M)
330 G1=G*(T7-T4)/(T7-T3)
340 G2=G-G1
700 PRINT  \ PRINT "ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" \ PRINT
710 PRINT "ТЕМПЕРАТУРА ВОДЫ ДО КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ="T5
720 PRINT                    ПОСЛЕ КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ="T7
730 PRINT  РАСХОД ВОДЫ НА ОРОШЕНИЕ="G
740 PRINT                 ОТ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ="G1
750 PRINT                  ЦИРКУЛЯЦИОННО="G2
760 PRINT  ДАВЛЕНИЕ ВОДЫ ПЕРЕД ФОРСУНКАМИ="P
770 STOP
```

```
770 REM TEMM
772 A=1513.89
774 B=23.59
776 C=236
778 T(0)=T1
780 FOR I=1 TO 10
782 P=EXP((A+B*T(I-1))/(C+T(I-1)))
784 D=622*P/(P1-P)
786 T(I)=2/3*T(I-1)+(J1-D*(2.5-2.38000E-03*T(I-1)))/3.015
788 NEXT I
790 T0=T(10)
792 RETURN
800 END


RUN

РАСЧЕТ КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ(ПОЛИТРОПИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС)

ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ ПО ВОЗДУХУ  20000
НАЧАЛЬНАЯ ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА  24.3
НАЧАЛЬНОЕ УДЕЛЬНОЕ ТЕПЛОСОДЕРЖАНИЕ ВОЗДУХА  51.1
КОНЕЧНАЯ ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА  14
КОНЕЧНОЕ УДЕЛЬНОЕ ТЕПЛОСОДЕРЖАНИЕ ВОЗДУХА  38.5
БАРОМЕТРИЧЕСКОЕ ДАВЛЕНИЕ  100000
ТЕМПЕРАТУРА ХОЛОДНОЙ ВОДЫ  6
ИСПОЛНЕНИЕ КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ  2

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ТЕМПЕРАТУРА ВОДЫ ДО КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ= 9.70894
                ПОСЛЕ КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ= 12.1026
РАСХОД ВОДЫ НА ОРОШЕНИЕ= 33962.7
           ОТ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ= 11701.7
            РЕЦИРКУЛЯЦИОННО= 22261
ДАВЛЕНИЕ ВОДЫ ПЕРЕД ФОРСУНКАМИ= 103.954
```

```
10 REM FILTER
20 PRINT  РАСЧЕТ ВОЗДУШНЫХ ФИЛЬТРОВ"
30 PRINT  \ PRINT "ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" \ PRINT
40 PRINT "РАСХОД ВОЗДУХА"; \ INPUT L
50 PRINT "КОЭФФИЦИЕНТ ОЧИСТКИ"; \ INPUT A
60 PRINT "НАЧАЛЬНОЕ ПЫЛЕСОДЕРЖАНИЕ"; \ INPUT C1
70 PRINT "КОНЕЧНАЯ ПЫЛЕЕМКОСТЬ МАТЕРИАЛА"; \ INPUT C2
80 PRINT "РЕЖИМ РАБОТЫ ФИЛЬТРА"; \ INPUT T
90 PRINT "ПЛОЩАДЬ РАБОЧЕГО СЕЧЕНИЯ"; \ INPUT F
100 PRINT "НАЧАЛЬНОЕ НОМИНАЛЬНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ"; \ INPUT H1
110 PRINT "РЕКОМЕНДУЕМАЯ КОНЕЧНАЯ ПЫЛЕЕМКОСТЬ"; \ INPUT G
120 PRINT "НОМИНАЛЬНОЕ ПРЕВЫШЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ"; \ INPUT H2
130 L1=L/F
140 H3=H1*(L1/7000)^1.5
150 H4=H2*(C2/G)^1.25
160 H5=H3+H4
170 T0=1000*C2/(L1*C1*A)
180 N=T0/T
190 N=INT(N+.5)
200 PRINT  \ PRINT "ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" \ PRINT
210 PRINT  НАЧАЛЬНОЕ СОПРОТИВЛНИЕ ФИЛЬТРА="H3
220 PRINT  КОНЕЧНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ФИЛЬТРА="H5
230 PRINT "КОЛИЧЕСТВО СУТОК РАБОТЫ ФИЛЬТРА="N
800 END
```

```
RUN

РАСЧЕТ ВОЗДУШНЫХ ФИЛЬТРОВ

ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

РАСХОД ВОЗДУХА 8605
КОЭФФИЦИЕНТ ОЧИСТКИ .81
НАЧАЛЬНОЕ ПЫЛЕСОДЕРЖАНИЕ .6
КОНЕЧНАЯ ПЫЛЕЕМКОСТЬ МАТЕРИАЛА 300
РЕЖИМ РАБОТЫ ФИЛЬТРА 16
ПЛОЩАДЬ РАБОЧЕГО СЕЧЕНИЯ 2
НАЧАЛЬНОЕ НОМИНАЛЬНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ 85
РЕКОМЕНДУЕМАЯ КОНЕЧНАЯ ПЫЛЕЕМКОСТЬ 900
НОМИНАЛЬНОЕ ПРЕВЫШЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ 500

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

НАЧАЛЬНОЕ СОПРОТИВЛНИЕ ФИЛЬТРА= 40.9594
КОНЕЧНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ФИЛЬТРА= 167.599
КОЛИЧЕСТВО СУТОК РАБОТЫ ФИЛЬТРА= 9
```

```
10 REM VENTUR
20 PRINT "РАСЧЕТ МОКРОГО ПЫЛЕУЛОВИТЕЛЯ(ТРУБЫ ВЕНТУРИ)"
30 PRINT  \ PRINT "ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" \ PRINT
40 DIM D(12),V(12),D3(12),V3(12)
50 PRINT  РАСХОД ВОЗДУХА "; \ INPUT L
60 PRINT  КОЭФФИЦИЕНТ ОЧИСТКИ ВОЗДУХА "; \ INPUT K
70 PRINT "РАСХОД РАСПЫЛЯЕМОЙ ВОДЫ "; \ INPUT M
80 PRINT  НАПОР ВОДЫ "; \ INPUT P4
90 PRINT "СКОРОСТЬ ВОЗДУХА В КОНФУЗОРЕ ТРУБЫ "; \ INPUT V2
100 PRINT "КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ЦИКЛОНА "; \ INPUT C0
110 PRINT "КОНСТАНТА,ХАРАКТРИЗУЮЩАЯ ПЫЛЬ В "; \ INPUT B
120 PRINT "КОНСТАНТА,ХАРАКТЕРИЗУЮЩАЯ ПЫЛЬ Х "; \ INPUT X
140 FOR I=1 TO 12
150 READ D(I)
160 NEXT I
170 DATA .28..315,.355,.4,.45,.5,.56,.63,.71,.8,1,1.2
180 FOR I=1 TO 12
190 READ D3(I)
200 NEXT I
210 DATA .14,.16,.18,.2,.225,.25,.315,.35,.4,.45,.5,.63
220 E=(-LOG(1-K)/B)^(1/X)
230 P=E-M*P4
235 FOR I=1 TO 12
240 V(I)=3.55000E-04*L/D(I)^2
241 V(I)=INT(10*V(I)+.5)/10
260 IF V(I))5.5 THEN 290
270 D0=D(I) \ V0=V(I)
280 GO TO 300
290 NEXT I
300 P0=(C0*V0^2*1.2)/2
310 P1=P-P0
320 V1=3.33*SQR(P1/(1+.525*M^.7*10^3))
330 D1=.0188*SQR(L/V1)
340 L1=.15*D1
350 D2=.0188*SQR(L/V2)
360 L2=(D2-D1)/(2*SIN(PI/12)/COS(PI/12))
365 FOR I=1 TO 12
370 V3(I)=(3.54700E-04*L)/D3(I)^2
371 V3(I)=INT(V3(I)+.5)
390 IF V3(I))18 THEN 420
400 D3=D3(I) \ V3=V3(I)
410 GO TO 430
420 NEXT I
430 L3=(D3-D1)/(2*SIN(PI/30)/COS(PI/30))
440 D4=1.06*SQR((L*M)/(3600*SQR(P4)))
700 PRINT  \ PRINT "ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" \ PRINT
710 PRINT "АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ТРУБЫ ВЕНТУРИ="P1
720 PRINT "                                ЦИКЛОНА ОТДЕЛИТЕЛЯ="P0
730 PRINT "РАЗМЕРЫ ТРУБЫ'ГОРЛОВИНА'ДИАМЕТР="D1
740 PRINT "                '          'ДЛИНА="L1
750 PRINT "               'КОНФУЗОР'ВХОДНОЙ ДИАМЕТР="D2
760 PRINT "               '         'ДЛИНА="L2
770 PRINT "               'ДИФФУЗОР'ВЫХОДНОЙ ДИАМЕТР="D3
780 PRINT "               '         'ДЛИНА="L3
790 PRINT "ДИАМЕТР СОПЛА ДЛЯ ПОДАЧИ ВОДЫ="D4
795 PRINT "ДИАМЕТР ЦИКЛОНА-ОТДЕЛИТЕЛЯ="D0
800 END
```

```
RUN

РАСЧЕТ МОКРОГО ПЫЛЕУЛОВИТЕЛЯ(ТРУБЫ ВЕНТУРИ)

ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

РАСХОД ВОЗДУХА  10000
КОЭФФИЦИЕНТ ОЧИСТКИ ВОЗДУХА  .99
РАСХОД РАСПЫЛЯЕМОЙ ВОДЫ  1.00000E-03
НАПОР ВОДЫ  300000
СКОРОСТЬ ВОЗДУХА В КОНФУЗОРЕ ТРУБЫ  18
КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ЦИКЛОНА  30
КОНСТАНТА,ХАРАКТЕРИЗУЮЩАЯ ПЫЛЬ В .01355
КОНСТАНТА,ХАРАКТЕРИЗУЮЩАЯ ПЫЛЬ X  .621

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ТРУБЫ ВЕНТУРИ= 11072.8
                                ЦИКЛОНА ОТДЕЛИТЕЛЯ= 544.5
РАЗМЕРЫ ТРУБЫ'ГОРЛОВИНА'ДИАМЕТР= .151443
           '          'ДЛИНА= .0227164
           'КОНФУЗОР'ВХОДНОЙ ДИАМЕТР= .44312
           '        'ДЛИНА= .544277
           'ДИФФУЗОР'ВЫХОДНОЙ ДИАМЕТР= .45
           '        'ДЛИНА= 1.42029
ДИАМЕТР СОПЛА ДЛЯ ПОДАЧИ ВОДЫ= 2.38712E-03
ДИАМЕТР ЦИКЛОНА-ОТДЕЛИТЕЛЯ= .8
```

```
10 REM AIRPI1
11 W9=SYS(7,0)
20 PRINT "РАСЧЕТ ВЫТЯЖНОГО ВОЗДУХОВОДА"
30 PRINT  \ PRINT "ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" \ PRINT
40 PRINT "ОБЩИЙ РАСХОД ВОЗДУХА "; \ INPUT L0
50 PRINT  ШИРИНА ВОЗДУХОВОДА "; \ INPUT A
60 PRINT "ВЫСОТА ВОЗДУХОВОДА "; \ INPUT B
70 PRINT "ДЛИНА ВОЗДУХОВОДА "; \ INPUT L
80 PRINT "ЧИСЛО ОТВЕРСТИЙ "; \ INPUT N
90 PRINT "АБСОЛЮТНАЯ ШЕРОХОВАТОСТЬ СТЕНОК ВОЗДУХОВОДА "; \ INPUT K
100 PRINT "МАХ ДОПУСТИМОЕ ОТКЛОНЕНИЕ РАСХОДА "; \ INPUT R
110 PRINT "КОЭФФИЦИЕНТ РАСХОДА ОТВЕРСТИЯ "; \ INPUT F
180 N1=1.50000E-05
190 P1=1.2
200 V=L0/(3600*A*B)
210 D=2*A*B/(A+B)
220 R1=V*D/N1
230 S=.11*SQR(SQR(68/R1+K/D))
240 S1=S*L/D
250 M=SQR(SQR(R/(.167*(4*N-1)*(N-1)+.125*S1*(N-1)^2)))
260 B1=M*A*B/F
270 H=1/(N^2*M^2)*(1+2*M^2*(.167*(4*N-1)*(N-1)+.125*S1*(N-1)^2))-1
280 P=H*V^2*P1/2
700 PRINT  \ PRINT "ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" \ PRINT
720 PRINT "ПЛОЩАДЬ ЕДИНИЧНОГО ОТВЕРСТИЯ="B1
730 PRINT "СОПРОТИВЛЕНИЕ ВОЗДУХОВОДА="P
800 END
```

```
RUN

РАСЧЕТ ВЫТЯЖНОГО ВОЗДУХОВОДА

ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ОБЩИЙ РАСХОД ВОЗДУХА  8645
ШИРИНА ВОЗДУХОВОДА  .6
ВЫСОТА ВОЗДУХОВОДА  .6
ДЛИНА ВОЗДУХОВОДА  10
ЧИСЛО ОТВЕРСТИЙ  5
АБСОЛЮТНАЯ ШЕРОХОВАТОСТЬ СТЕНОК ВОЗДУХОВОДА  .01
МАХ ДОПУСТИМОЕ ОТКЛОНЕНИЕ РАСХОДА  .06
КОЭФФИЦИЕНТ РАСХОДА ОТВЕРСТИЯ  .82

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ПЛОЩАДЬ ЕДИНИЧНОГО ОТВЕРСТИЯ= .112301
СОПРОТИВЛЕНИЕ ВОЗДУХОВОДА= 19.5555
```

```
10 REM AIRPI2
11 W9=SYS(7,0)
20 PRINT "РАСЧЕТ ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХОВОДА"
30 PRINT  \ PRINT "ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" \ PRINT
40 PRINT "ОБЩИЙ РАСХОД ВОЗДУХА "; \ INPUT L0
50 PRINT "ШИРИНА ВОЗДУХОВОДА "; \ INPUT A
60 PRINT  ВЫСОТА ВОЗДУХОВОДА "; \ INPUT B
70 PRINT  ДЛИНА ВОЗДУХОВОДА "; \ INPUT L
80 PRINT "ЧИСЛО ОТВЕРСТИЙ "; \ INPUT N
90 PRINT  АБСОЛЮТНАЯ ШЕРОХОВАТОСТЬ СТЕНОК ВОЗДУХОВОДА "; \ INPUT K
100 PRINT "MAX ДОПУСТИМОЕ ОТКЛОНЕНИЕ РАСХОДА "; \ INPUT R
110 PRINT "КОЭФФИЦИЕНТ РАСХОДА ОТВЕРСТИЯ "; \ INPUT F
180 N1=1.50000E-05
190 P1=1.2
200 V=L0/(3600*A*B)
210 D=2*A*B/(A+B)
220 R1=V*D/N1
230 S=.11*SQR(SQR(68/R1+K/D))
240 S1=S*L/D
250 M1=SQR(2*R/ABS(.167*(2*N+1)*(N+1)-1-.083*S1*(N^2-1)-.2*(N+1)))
255 M2=SQR(2*R/ABS(.25*S1*(N-1)^2+.4*(N-1)/N-.167*(4*N+1)*(N-1)))
260 IF M1<M2 THEN 290
270 M=M2
280 GO TO 300
290 M=M1
300 B1=M*A*B/F
310 H=1+(1+M^2*(.25*S1*(N-1)^2+.2*(N-1)-.167*(4*N+1)*(N-1)))/(N^2*M^2)
320 P=H*V^2*P1/2
700 PRINT  \ PRINT  ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ" \ PRINT
720 PRINT "ПЛОЩАДЬ ЕДИНИЧНОГО ОТВЕРСТИЯ="B1
730 PRINT  СОПРОТИВЛЕНИЕ ВОЗДУХОВОДА="P
800 END
```

```
RUN

РАСЧЕТ ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХОВОДА

ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ОБЩИЙ РАСХОД ВОЗДУХА  8645
ШИРИНА ВОЗДУХОВОДА  .6
ВЫСОТА ВОЗДУХОВОДА  .6
ДЛИНА ВОЗДУХОВОДА  10
ЧИСЛО ОТВЕРСТИЙ  5
АБСОЛЮТНАЯ ШЕРОХОВАТОСТЬ СТЕНОК ВОЗДУХОВОДА  .01
MAX ДОПУСТИМОЕ ОТКЛОНЕНИЕ РАСХОДА  .06
КОЭФФИЦИЕНТ РАСХОДА ОТВЕРСТИЯ  .6

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

ПЛОЩАДЬ ЕДИНИЧНОГО ОТВЕРСТИЯ= .062489
СОПРОТИВЛЕНИЕ ВОЗДУХОВОДА= 113.848
```

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Воздух рабочей зоны. Общие санитарно-гигиенические требования: ГОСТ 12.1.005-76. М., 1977.

2. Гостиницы: СНиП II-79-78. М., 1978. 76 с.

3. Защита от шума: СНиП 11-12-77. М., 1978. 48 с.

4. Жилые здания: СНиП П-Л. 1-71*. М., 1978. 31 с.

5. Нагрузки и воздействия: СНиП II-6-74. М., 1976. 29 с.

6. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха: СНиП II-33-75*. М., 1982. 96 с.

7. Строительная климатология и геофизика: СНиП 2.01.01.82. М., 1983. 136 с.

8. Строительная теплотехника: СНиП II-33-79*. М., 1986. 40 с.

9. Богословский В. Н. Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха): Учеб. для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. М., 1982. 415 с.

10. Внутренние санитарно-технические устройства: Справочник проектировщика / Под ред. И. Г. Староверова. 3-е изд., перераб. и доп. М., 1975. Ч.1: Отопление, водопровод, канализация. 429 с.

11. Внутренние санитарно-технические устройства: Справочник проектировщика / Под ред. И. Г. Староверова. 2-е изд., перераб. и доп. М., 1977. Ч.2: Вентиляция и кондиционирование воздуха. 502 с.

12. Глушители шума вентиляционных систем. Вып. 0: Типовая документация. Серия 5.904-17. М., 1982.

13. Защита от шума: Справочник проектировщика / Под ред. Е. Я. Юдина. М., 1974. 49 с.

14. Манусов Е.Г. К расчету камер орошения ОКФ // Вентиляция и кондиционирование воздуха. Рига, 1985. С.63-68.

15. Сасин В.И., Бершидский Г.А., Прокопенко Т.Н., Швецов Б.В. Отопительные приборы // Водоснабжение и санитарная техника. 1984. № 6. С.15-17.

16. Пирумов А.И. Обеспыливание воздуха. 2-е изд., перераб. и доп. М., 1961. 296 с.

17. Руководство по теплотехническому расчету и проектированию ограждающих конструкций зданий. М., 1985. 141 с.

18. Сазонов Э.В. К расчету воздушных завес шиберующего типа // Изв. вузов. Сер. Строительство и архитектура. 1985. № 4. С.84-86.

19. Сазонов Э.В. К расчету зонтов-козырьков // Там же. 1986. № 9. С.92-95.

20. Талиев В.Н. Расчет воздухонагревателей кондиционеров типа КТЦ-2 // Водоснабжение и санитарная техника. 1985. № 7. С.23-24.

21. Он же. Приближенное равномерное всасывание воздуха воздухопроводом постоянного сечения с боковыми отверстиями одинаковых размеров // Изв. вузов. Сер. Технология текстильной промышленности. 1972. № 1. С.120-124.

22. Он же. Приближенная равномерная раздача воздуха воздухопроводом постоянного сечения с боковыми отверстиями одинаковых размеров // Водоснабжение и санитарная техника. 1972. № 1. С.28-31.

23. Титов В.П., Сазонов Э.В., Краснов Ю.С., Новожилов В.И. Курсовое и дипломное проектирование по вентиляции гражданских и промышленных зданий: Учеб. пособие. М., 1985. 205 с.

СБОРНИК ЗАДАЧ
ПО РАСЧЕТУ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ
МИКРОКЛИМАТА ЗДАНИЙ

Учебное пособие

Редактор Ю П.Мешкова
Художественный редактор Л.А.Клочков
Обложка В А.Семенова
Технические редакторы Е.Н Бабкина, С.Н.Кузнецова
Редактор участка подготовки репродуцированных
оригиналов-макетов Е.В.Бессонова

ИБ № 1602. Подп. в печ. 7.07.88. ЛЕ 00264.
Форм. бум 60x84/16. Бумага офсетная. Офсетная печать. Усл.п.л. 17,2 Усл.кр.-отт. 17,4. Уч.-изд.л. 16.
Тираж 2 600. Заказ 631. Цена 55 к.

Издательство Воронежского университета
394000. Воронеж, ул. Ф.Энгельса,8
Типография издательства ВГУ
394000. Воронеж, ул. Пушкинская,3

В 1989 г. Издательство Воронежского университета планирует выпуск нового учебного пособия

Э.В.Сазонов

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА ВЕНТИЛЯЦИИ

В учебном пособии в соответствии с программой дисциплины "Вентиляция" освещаются основные разделы курса с акцентом на теоретической стороне вопроса, раскрывается суть зависимостей и формул, даются классификации помещений, вредных выделений, вентиляционного оборудования и устройств, методики расчета отдельных элементов вентиляционной сети. Приведены аналитические выводы и физические обоснования используемых в учебной, нормативной и справочной литературе по вентиляции расчетных зависимостей.

В книге даны основные закономерности распространения вредных выделений и принципы организации воздухообмена, дан расчет местной вентиляции, воздухообмена и распределения воздуха в помещении, рассмотрены вопросы очистки воздуха от пыли, паров и газов, борьбы с шумом и утилизации теплоты вентиляционных систем.

Пособие предназначено для студентов высших учебных заведений специальности "Теплогазоснабжение и вентиляция", аспирантов и проектировщиков, занимающихся вопросами вентиляции.

Заказы на учебное пособие направляйте по адресу: 394000, Воронеж-центр, ул.Ф.Энгельса, 8. Издательство ВГУ, Отдел реализации.