Библиотека СОК

Пиралишвили Ш. А.

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЯ

Учебное пособие
Для магистров РГАТА

РЫБИНСК
2002

СОДЕРЖАНИЕ

Принятые обозначения....3
Введение....5
1. Вентиляция....7
1.1. Физико-химические свойства воздуха....7
1.2. Влажность воздуха. Абсолютная влажность....9
Точка росы....12
1.3. Экстенсивные свойства влажного воздуха....12
1.4. Особенности процессов изменения состояния влажного воздуха....13
1.5. i – d диаграмма влажного воздуха....15
1.6. Физиологическое воздействие на человека окружающей среды....17
1.7. Расчет кратности воздухообмена....18
1.8. Частные случаи определения воздухообмена в помещениях....19
1.9. Определение расчетного количества теплопритока....21
1.10. Определение влаговыделений....24
1.11. Расчет количества выделяющихся газов и паров....24
1.12. Принципы устройства вентиляции....26
1.13. Устройство и расчет естественной вентиляции....27
1.14. Аэрация. Типы аэрации и их расчет....29
2. Расчеты и конструирование элементов вентиляционных систем....32
2.1. Естественные канальные системы вентиляции....32
2.2. Расчет воздуховодов....34
2.3. Дефлекторы....39
2.4. Механическая вентиляция....41
2.5. Элементы теории рабочего процесса вентиляторов....45
2.6. Подогрев воздуха в вентиляционных системах....48
2.7. Способы очистки пыли от воздуха....50
2.8. Элементы конструкции пылеочистительных фильтрационных устройств....53
3. Основы кондиционирования воздуха в помещениях....56
3.1. Принципы устройства установок кондиционирования воздуха....56
3.2. Элементы устройств систем кондиционирования....63
3.2.1 Увлажнение воздуха....63
3.2.2. Увлажнители барботажного типа....67
3.2.3. Электрические увлажнители....68
3.2.4. Оросительный увлажнитель....71
3.2.5. Тепло и массообмен при испарении капель....74
3.2.6. Масса жидкости, испаряющаяся в единицу времени....76
3.2.7. Расчет увлажнителя....77
3.2.8. Примеры расчетов процесса кондиционирования воздуха. Увлажнение воздуха....79
Охлаждение и осушка воздуха....80
Литература....82

Принятые обозначения

t – эмпирическая температура, ^{0}С;
f – площадь поверхности, м^2;
T – термодинамическая температура, К;
P – давление, Па;
V – давление, м^3;
ρ – плотность, кг/м^3;
m – масса, кг;
μ – молекулярная масса, кг/моль;
R_μ – универсальная газовая постоянная, Дж/моль·К;
α – коэффициент объемного расширения, ^{0}с$^{-1}$;
с – удельная теплоемкость, Дж/кгК;
φ – относительная влажность,
d – массовое влагосодержание, $m_{\text{вл}}/m_{\text{сг}}$;
υ – удельный объем, м^3/кг;
x – молярное влагосодержание;
g – массовая доля;
s – энтропия; Дж/кгК;
I – энтальпия, Дж;
i – удельная энтальпия, Дж/кг;
U – энтальпия, Дж/кг;
u – удельная энтальпия, Дж/кг;
δ – интенсивность фазового перехода;
Q – объемный расход воздуха, м^3/с;
W – скорость, м/с;
z – концентрация вредных загрязнений, кг/м^3;
L – воздухообмен, кг(м^3);
e – основание натурального логарифма;
K – коэффициент, учитывающий изменение температуры по высоте помещения, К/м;
H – высота от пола до середины вытяжного отверстия, м;
G – количество газа, пыли, выделяющихся в помещении, г/ч;
ψ – коэффициент загрузки;
k – коэффициент теплопередачи, Дж/м^{2}ч;
F – площадь теплопередающей поверхности, м^2;
N – мощность, Вт;
τ – время, с;
q – плотность теплового потока, Вт/м^2;
A_0 – коэффициент, учитывающий вид остекления;
r – теплота фазового перехода, Дж/кг;
k' – аэродинамический коэффициент давления;

β – коэффициент учета шероховатости поверхности каналов;
l – длина протяженности канала, м;
z – потери давления, Па;
ξ – коэффициент сопротивления;
η – коэффициент полезного действия;
M – момент импульса, (кг·м^2)/с;
T – работа внешних сил, Дж;
σ – коэффициент поверхностного натяжения;
φ_c – коэффициент расхода;
v – кинематическая вязкость жидкости.

Введение

Системы вентиляции и кондиционирования предназначены для обеспечения нормальных условий жизнедеятельности в жилых и производственных помещениях, а также в объектах промышленного, транспортного и индивидуального предназначения. В связи с тем, что названные системы связаны с созданием нормальных жизненных условий, что требует предельно возможной надежности, каждому элементу ее конструкции при проектировании и изготовлении.

Особенно большое внимание уделяется системам жизнеобеспечения летательных аппаратов (самолетов, космических кораблей), наземных транспортных средств (машины, локомотивы, танки и т.д.), а также надводным и подводным судам.

Системы кондиционирования предназначены обеспечить соблюдение санитарных норм жизнеобеспечения комплексно включая в технологический процесс регулирование давления, температуры, влажности и чистоты воздуха в помещении, а в некоторых случаях и генерирование либо регенерацию кислорода, если система носит замкнутый характер.

В последние десятилетия системы вентиляции и кондиционирования существенно усложнились и это прежде всего связано с возросшими сложностями решаемых задач, а также с появлением целого ряда новых элементов по своим функциональным предназначениям: тепловые, вихревые, пульсационные трубы; смесители и распределители воздуха; устройства очистки воздуха от дипольных, аэрозольных, химических, биологических и просто механических загрязнений; процессоры и вычислительные устройства автоматического управления и регулирования параметров.

Например, в современную систему летательного аппарата входит более 500 различных машин, агрегатов, аппаратов и приборов, предназначенных создавать и поддерживать условия, обеспечивающие нормальную жизнедеятельность людей и работу бортового оборудования [1].

Температура, влажность и другие параметры окружающей нас атмосферы (воздуха) достаточно важны для жизнедеятельности человека, а также в целях обеспечения сохранности сооружений, оборудования и нормального протекания технологических процессов.

Иногда естественный климат не удовлетворяет требуемым условиям, в некоторых случаях санитарно-гигиенические условия среды нарушаются в процессе деятельности людей.

Эти факторы приводят к необходимости в устройстве систем кондиционирования, вентиляции и отопления.

Человек и животные в процессе функционирования основных жизненных процессов (кровообращения, пищеварения, дыхания) выделяют влагу, биологическую теплоту и углекислоту.

Углекислота безвредна для организма человека если ее содержание не превышает 3 – 4%. В расчетах предельную концентрацию принимают равной

0,1 – 0,2% (1 – 2 мг/л). Это прежде всего связано с тем, что вместе с диоксидом углерода CO_2 воздух загрязняется другими газами и парами (аммиак, сероводород, различные кислоты).

Тепловыделение организма зависит от многих факторов: возраст, вес, интенсивность действия. В спокойном состоянии тепловыделение взрослого человека колеблется в пределах 264 – 419 кДж/ч. При легкой работе цифры значительно выше 650 – 670 кДж/ч, при средней (быстрые движения рук, тела) 670 – 1467 кДж/кг, при тяжелой (подъем и перенос тяжестей) 1592 – 2514 кДж/ч.

Однако теплопотеря заметно выше. Средняя суммарная теплопотеря человека, находящегося в состоянии покоя составляет 10056 кДж/ч: из которых 6704 кДж/ч отдается лучеиспусканиям и конвекцией, 1404 кДж/ч за счет испарения влаги (потовыделение), 548 на нагрев выдыхаемого воздуха. Нормальная температура тела 36,5 ^{0}C. Теплообмен необходим для отвода лишнего тепла от организма. Его нарушение ухудшает самочувствие, снижает трудоспособность. Одна из важных функций живого организма – способность к терморегуляции, нарушение которой приводит к болезни. Поддержание баланса энергообмена возможно лишь в условиях совокупного воздействия температуры, влажности и скорости движения окружающего воздуха, температуры внутренних поверхностей, ограждений и мебели. В совокупности все вышеперечисленные факторы обеспечивают комфортность среды. С ростом температуры окружающего воздуха, больше влаги испаряется с поверхности кожи, возрастает и затрата тепла на испарение, а потери тепла за счет конвекции и лучеиспускания уменьшаются. Еще большее влияние на интенсивность испарения оказывает степень сухости окружающего воздуха.

В северных областях в холодное время года необходимо отопление помещений. Температура внутренних поверхностей ограждений оказывается ниже температуры воздуха в помещении $t_{В.П} < t_В$. Величина $t_{В.П}$ влияет на интенсивность лучеиспускания организмом человека. Это привело к необходимости введения понятия о радиационной температуре t_R

$$t_R = \frac{\sum_{i=1}^{n} (t_{В.П} \cdot f_{В.П})_i}{\sum f_{В.П}},$$

где $(t_{В.П})_i$ – температура i – ой внутренней поверхности.

В литературе [2] приведена примерная связь между значениями t_R и $t_В$. Их суточные изменения в пределах ± 3 ^{0}C гигиенистами считаются допустимыми.

Зоны комфорта зависят от условий окружающей среды и от тактильных ощущений людей и их приспособленности к этим условиям.

Таблица 1.1.

Значение метеорологических параметров воздуха производственных помещений (СН 245 – 71)

Помещения	Категория работы	Холодный и переходный периоды года ($t_н \le 10^0$ С)							Теплый период года ($t_н \ge 10^0$ С)						
		на рабочих местах						допускаемая температура вне рабочих мест, ^{0}С	на рабочих местах						допускаемая температура вне рабочих мест, ^{0}С
		оптимальные характеры			допускаемые характеры				оптимальные характеры			допускаемые характеры			
		температура, ^{0}С	относительная влаж-	скорость движения, м/сек	температура, ^{0}С	относительная влаж-	скорость движения, м/сек		температура, ^{0}С	относительная влажность, %	скорость движения, м/сек	температура, ^{0}С	относительная влаж-	скорость движения, м/сек	
С избытками тепла 20 ккал/м^{3}ч	Легкая	20-22	60-30	Не более 0,2	17-22	Не более 75	Не более 0,3	15-22	22-25	60-30	0,2-0,5	Не более чем на 3 ^{0} выше $t_{13ч}$, но не более 28 ^{0}			Не более чем на 3 ^{0} выше $t_{13ч}$
	Средней тяжести	17-19	60-30	Не более 0,3	15-20	То же	Не более 0,5	13-20	20-23	60-30	0,2-0,5	То же	То же	0,3-0,7	То же
	Тяжелая	16-18	60-30	То же	13-18	То же	То же	12-18	17-21	60-30	0,3-0,7	То же, но не более 26 ^{0}	При 26 ^{0}С - до 65, при 25 ^{0} - до 70, при 24 ^{0} - до 75	0,5-1,0	То же
С избытками более 20 ккал/м^{3}ч	Легкая	20-22	60-30	Не более 0,2	17-24	Не более 75	Не более 0,5	15-26	22-25	60-30	0,2-0,5	Не более чем на 5 ^{0} выше $t_{13ч}$, но не более 28 ^{0}	При 28 ^{0}С - до 55, при 26 ^{0} - до 65, при 24 ^{0} и ниже - до 75	0,3-0,7	Не более чем на 5 ^{0} выше $t_{13ч}$
	Средней тяжести	17-19	60-30	Не более 0,3	16-22	То же	То же	5-24	20-23	60-30	0,2-0,5	То же	То же	0,5-1,0	То же
	Тяжелая	16-18	60-30	То же	13-17	То же	То же	2-19	18-21	60-30	0,3-0,7	То же, но не более 26 ^{0}	То же	0,5-1,0	То же

В таблице 1.1 приведены расчетные параметры рабочей зоны для характерных периодов года [2].

Воздушную среду помещений необходимо рассматривать с учетом имеющихся в ней загрязняющих веществ. Источниками загрязняющих выбросов являются людские и технологические выбросы, содержание которых в воздухе допускается в весьма малых концентрациях (0,02 мг/л – для окиси углерода, 0,0001 мг/л – для паров ртути).

Одной из немаловажных задач, решаемых системами вентиляции и кондиционирования, является очистка воздуха помещений от запыленности и вредных болезнетворных микроорганизмов. Воздух считается загрязненным, если в $м^3$ находится более 4500 микроорганизмов.

Особо опасны загрязнения радиоактивными веществами, отличающиеся от других типов промышленных загрязнений повышенной токсичностью.

Ниже приведены величины предельно допустимых концентраций ($мг/м^3$) некоторых вредных газов, паров и пыли.

1. Вентиляция

1.1. Физико-химические свойства воздуха

Воздух – смесь газообразных веществ: азота, кислорода, аргона, углекислоты, водяных паров, гелия, неона, криптона, ксенона, озона, радона. В состав чистого атмосферного воздуха перечисленные выше компоненты входят в следующих по объему концентрациях: азот – 78,08%, кислород – 20,95%, аргон – 0,95%, диоксид углерода – 0,03%. Остальные газы содержаться в ничтожных количествах.

В расчетах содержание диоксида углерода CO_2 принимается равным 0,04% по объему [4]. Содержание водяных паров в основном зависит от погоды, времени года, температуры и климатических условий. Озон присутствует в основном в лесном, горном и морском воздухе. Его присутствие ощущается во время грозы.

Воздух городов часто загрязнен промышленными отходами, газами и пылью, представляющими опасность для здоровья человека.

Основные параметры, определяющие теплофизическое состояние воздуха: давление, Па; температура, ^{0}С; плотность, $кг/м^3$; влагосодержание. Изменение параметров воздуха можно считать подчиняющимся законам Бойля-Мариотта $PV = const$; Гей-Люссака $T \cdot \rho = const$. Предполагая воздух совершенным газом, его состояние описывается известным уравнением Клапейрона-Менделеева:

$$P = \frac{m}{\mu}\rho R_\mu T = \nu\rho R_\mu T\,, \qquad (1.1)$$

где m – масса газа, кг; P – давление, Па; μ – молярная масса, кг/моль; ρ –

плотность газа, кг/м^3; R_μ – универсальная газовая постоянная, R_μ = 8,14 кДж/(кгК); T – температура, К.

Объем воздуха можно рассчитать по известной зависимости (Гей-Люссака), предполагая давление постоянным.

$$V = V_0(1 + \alpha t). \qquad (1.2)$$

где α – коэффициент объемного расширения воздуха, 1/^{0}С; t – температура воздуха, ^{0}С; V – объем, м^3.

Одним из важных параметров воздуха широко используемых в расчетах является теплоемкость изобарная и изохорная, объемная и весовая. Для вентиляционных расчетов, предполагая процессы изобарными, используют изобарную теплоемкость $C_\text{р}$ = 1004 Дж/кгК или изохорную объемную теплоемкость C_V = 1,3 кДж/м^{3}К.

1.2. Влажность воздуха. Абсолютная влажность

Влажным газом называют смесь сухого газа и пара. В общем случае газ может быть увлажнен парами любой жидкости (эфир, ацетон, бензин, спирт и т.д.). Смесь сухого воздуха и водяного пара называют влажным воздухом. При сравнительно невысоких давлениях, когда парциальное давление пара в смеси имеет небольшое значение влажный газ можно считать совершенным, т.е. его состояние удовлетворительно описывается уравнением Клапейрона-Менделеева.

Парциальное давление насыщенного пара равно давлению насыщенных паров P_S, соответствующему температуре смеси

$$P_П = P_S,$$

а температура пара, следовательно, равна температуре кипения T_S, определяемой при парциальном давлении $P_П$, т.е. $T_П = T_S$.

Если пар находится в смеси с воздухом в перегретом состоянии, то газ называется ненасыщенным. При этом $P_П < P_S$ и $T_П > T_S$. Если такую перегретую смесь пара с воздухом охладить при постоянном давлении, то с падением $T_П$ будет падать и давление насыщения. Когда $T_П$ станет равным T_S, то парциальное давление пара станет равным давлению насыщения. Дальнейшее понижение температуры будет сопровождаться конденсацией пара.

Температура, при которой в процессе изобарного охлаждения парциальное давление пара $P_П$ становится равным давлению насыщения P_S, называется температурой точки росы.

Таким образом парциальное давление пара в смеси не может быть выше давления насыщения, определяемого по температуре влажного газа

$$P_П \le P_S.$$

Массовая доля пара во влажном воздухе ограничена парциальным давлением, которое не может быть больше давления насыщения, соответствующего

температуре влажного воздуха. Чем больше отличается $P_П$ от P_S, тем суше, хотя массовая доля пара во влажном газе при большой температуре может быть при этом больше.

Содержание влаги в газе определяется абсолютной и относительной влажностями, массовым и мольным влагосодержанием, а также массовой долей пара во влажном газе.

Абсолютной влажностью газа (воздуха) $\rho_{ВЛ}$ называют отношение массы влаги (в общем случае пара, жидкой и твердой фаз – тумана и кристалликов льда) к ее объему или к равному ей объему влажного газа (воздуха)

$$\rho_{ВЛ} = m_{ВЛ} / V_{В.Г}. \quad (1.3)$$

Абсолютная влажность при отсутствии жидкой и твердой фаз равна плотности пара $\rho_П$ при его парциальном давлении $P_П$

$$\rho_Л = m_Л / V_{В.Г}. \quad (1.4)$$

Размерность абсолютной влажности $\rho_{В1}$, $\rho_П$, кг/м^3.

Относительной влажностью φ называют отношение плотности пара при его парциальном давлении $\rho_П$ и температуре смеси к плотности сухого насыщенного пара ρ_S при той же температуре, независимо от давления смеси.

Относительной влажностью φ называют отношение действительной абсолютной влажности газа $\rho_П$ к максимально возможной абсолютной влажности газа ρ_{MAX} при той же температуре

$$\varphi = \rho_П / \rho_S = \rho_П / \rho_{MAX}. \quad (1.5)$$

При повышении температуры (P = *const*) относительная влажность уменьшается, абсолютная влажность при этом остается неизменной. При понижении температуры φ повышается. При сравнительно низком давлении парогазовую смесь можно рассчитывать как совершенный газ.

Воспользуемся уравнением Клапейрона-Менделеева, применяя его к пару, содержащемуся во влажном газе для парциального давления пара $P_П$ и максимально возможного давления $P_{MAX} = P_S$

$$\rho_П = P_П / (R_П T), \quad (1.6)$$

$$\rho_S = P_S / (R_П T). \quad (1.7)$$

Тогда относительная влажность может быть рассчитана зависимостью

$$\varphi = \rho_П / \rho_S = P_П / P_S. \quad (1.8)$$

Величину φ измеряют либо в долях единицы, либо в процентах.

$$0 \le \varphi \le 1, \quad 0 \le \varphi \le 100\%$$

Значение $\varphi = 0$ соответствует сухому газу (воздуху) при $\varphi = 1$ ($\varphi = 100\%$) влажный газ будет содержать в смеси сухой насыщенный пар.

Массовым влагосодержанием (влагосодержанием) называют отношение массы влаги $m_{ВЛ}$ к массе сухого газа $m_{С.Г.}$.

$$d = m_{ВЛ} / m_{С.Г.} \quad (1.9)$$

Влагосодержание измеряется в долях единицы.

Молярным влагосодержанием x называют отношение количества вещества влаги $\nu_{ВЛ}$ в газе к количеству вещества сухого газа $\nu_{С.Г.}$

$$x = \nu_{ВЛ} \ / \nu_{С.Г.}. \tag{1.10}$$

Вспоминая, что

$$\nu_{ВЛ} = m_{ВЛ} \ / \mu_{ВЛ}; \ \nu_{С.Г.} = m_{С.Г.} \ / \mu_{С.Г.}, \tag{1.11}$$

где $\mu_{ВЛ}$ и $\mu_{С.Г.}$ – массы моля влаги и сухих газов

$$x = (m_{ВЛ} \ / \mu_{ВЛ}) / (m_{С.Г.} \ / \mu_{С.Г.}) = \frac{m_{ВЛ}}{m_{С.Г.}} \cdot \frac{\mu_{С.Г.}}{\mu_{ВЛ}}, \tag{1.12}$$

$$x = d(\mu_{С.Г.} \ / \mu_{ВЛ}). \tag{1.13}$$

В частности для влажного воздуха будем иметь $\mu_{H_2O} = 18{,}016 \cdot 10^{-3}$ кг/моль, $\mu_{ВОЗД} = 28{,}96 \cdot 10^{-3}$ кг/моль. После подстановки получим

$$x = 1{,}61d \quad \text{или} \quad d = 0{,}622x. \tag{1.14}$$

Массовой долей пара $q_П$ во влажном газе называют отношение массы пара $m_П$ к массе влажного газа $m_{В.Г.}$

$$q_П = m_П \ / m_{ВЛ.Г.} = d / (1 + d_П); \ q_П = \frac{m_П \ / m_{С.Г.}}{\dfrac{m_П + m_{С.Г.}}{m_{С.Г.}}}, \tag{1.15}$$

$$d_П = q_П \ / (1 - q_П), \tag{1.16}$$

где $d_П$ – массовое паросодержание; $q_П$ – массовая доля пара.

Воспользовавшись законом Дальтона запишем

$$\vartheta_Г = \vartheta(1 + d_П) = \vartheta_П \ d_П, \tag{1.17}$$

где $\vartheta_Г$ и $\vartheta_П$ – парциальные объемы сухого газа и пара в смеси.

Заменим удельные объемы плотностями $\rho = 1 / \vartheta$, получим

$$\rho / (1 + d_П) = \rho_П \ / d_П = \rho_Г$$

или $\rho = \rho_П \ / d_П + \rho_П = \rho_Г (1 + d_П)$, т.к. $\rho_П \ / d_П = \rho_Г$

получим

$$\rho = \rho_Г + \rho_П = \rho_Г (1 + \rho_П \ / \rho_Г) = \rho_Г (1 + d_П). \tag{1.18}$$

Запишем уравнение Клапейрона-Менделеева для сухого газа и для пара, содержащегося во влажном газе.

$$P_Г V_Г = R_Г T; \quad P_П d_П V_П = d_П R_П T.$$

Поделим второе выражение на первое

$$\frac{P_П d_П V_П}{P_Г V_Г} = \frac{d_П R_П T}{R_Г T} \Rightarrow V_Г \ / V_П = d_П \Rightarrow \frac{P_П}{P_Г} = d_П \frac{R_П}{R_Г}$$

откуда

$$d_П = (R_Г \ / R_П) \cdot (P_П \ / P_Г). \tag{1.19}$$

В частности для воздуха

$$\rho_B = \rho - \rho_П \text{ и } R_B / R_П = \mu_П / \mu_B = 0{,}622,$$
$$d_П = 0{,}622\rho_П / (\rho - \rho_П). \quad (1.20)$$

Если вместо $P_П$ подставить максимально возможное при данной температуре парциальное давление пара P_S в воздухе, получим формулу для определения максимально возможного паросодержания в воздухе.

$$d_S = 0{,}622P_S / (P - P_S). \quad (1.21)$$

По правилу фаз Гиббса, число независимых переменных, определяющих термодинамическое состояние рабочего тела, $k = n + 2 - m$. Для влажного насыщенного воздуха число компонентов $n = 2$, число фаз $m = 1$, следовательно число независимых параметров, определяющих состояние ненасыщенного воздуха $k = 3$. Третий независимый параметр прямо, либо косвенно должен определять концентрацию пара.

Точка росы

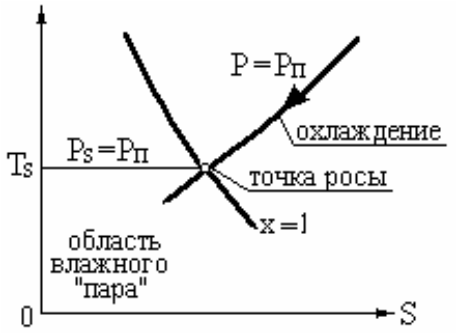


Рис. 1.1. Охлаждение и достижение точки росы

Если ненасыщенную парогазовую смесь охлаждать при $P = const$, то парциальное давление пара $P_П$ сначала также останется постоянным. Однако при определенной температуре $P_П$ становиться равным давлению насыщения P_S. Смесь становиться насыщенной и начинается образование конденсата. Температура при которой начинается конденсация, называется точкой росы T_P.

Каждому состоянию пара соответствует своя точка росы, которая определяется зависимостью

$$P_S(T_П, P) = P_П.$$

Температура точки росы практически не зависит от общего давления смеси. На TS – диаграмме она находится как точка пересечения изобары $P_П = const$ с линией насыщения $x = 1$ (Рис. 1.1). Температура насыщения при данном парциальном давлении пара является температурой точки росы.

1.3. Экстенсивные свойства влажного воздуха

В процессах изменения состояния влажного газа влага может вводиться или удаляться из смеси, а также содержание пара вследствии фазового перехода может изменяться. Стабильной остается лишь масса сухого газа.

Энтальпия влажного газа массой (1+*d*) не складывается из удельной энтальпии сухого газа и энтальпии содержащегося в нем пара

$$I = i_{Г} + d_{П} i_{П} . \qquad (1.22)$$

Внутренняя энергия влажного газа

$$U = U_{Г} + d_{П} U_{П} . \qquad (1.23)$$

При вычислении калорических функций смеси важно выбрать одинаковое начало отсчета для всех компонентов смеси. В частности, для водяного пара за начало отсчета принимают состояние жидкости в тройной точке:
T = 273,16 К, P = 0,011 кПа. Для воздуха, как для идеального газа, достаточно указать лишь температуру T = 273,16 К (0,01 ^{0}С).

Если во влажном воздухе влага, помимо пара, содержится еще в жидкой и твердой фазах, то

$$I = i_{Г} + d_{П} i_{П} + d_{Ж} i_{Ж} + d_{Г} i_{Г} . \qquad (1.24)$$

Удельная энтальпия воздуха может быть найдена в предположении его идеальности. Для интервала –50 . . . + 100 ^{0}С удельную изобарную теплоемкость можно принять постоянной

$$i_{Г} = C_{P\,Г} t .$$

Для сухого воздуха $C_{P\,B} \approx 1$ кДж/(кгК). Для водяного пара удельная теплота парообразования при 0^{0}С равна 2501 кДж/кг, а изобарную удельную теплоемкость принимают постоянной и равной $C_{P\,П}$ =1,90 кДж/(кгК). При этом (значение удельной энтальпии пара округляют)

$$i_{П} = 2500 + 1{,}9 \cdot t , \qquad (1.25)$$

где $i_{П}$ выражена в кДж/кг, t – в ^{0}С.

Удельная энтальпия воды

$$i = C_{PЖ} t = 4{,}19 \cdot t , \qquad (1.26)$$

где i выражена в кДж/кг, t – в ^{0}С.

Т.к. удельная энтальпия жидкости (воды) при 0 ^{0}С принята равной нулю, удельная энтальпия льда при 0 ^{0}С является величиной отрицательной и равной удельной теплоте плавления, взятой со знаком минус.

$$i_{T_0} = -i_{ПЛ} = -330 \text{ кДж/кг.} \qquad (1.27)$$

При температурах, меньших 0 ^{0}С она рассчитывается по зависимости

$$i_{T} = i_{T_0} + C_{PT} t \qquad (1.28)$$

в частности, для воды

$$i_{T} = -330 + 2{,}1 \cdot t , \qquad (1.29)$$

где t – величина отрицательная.

Таким образом, удельная энтальпия влажного воздуха, отнесенная к 1 кг сухого воздуха равна

$$I = C_{PB}t + d_{П}(2500 + 1{,}9 \cdot t) + 4{,}19 d_{Ж} t - d_{T}(330 - 2{,}1 \cdot t). \qquad (1.30)$$

1.4. Особенности процессов изменения состояния влажного воздуха

Изменение состояния влажного газа может происходить в результате совместного или раздельного приложения возможных внешних воздействий: теплового, механического или фазового. Под фазовым воздействием понимается определенное значение интенсивности фазового перехода.

Интенсивность фазового перехода "δ" называют отношение массы образующегося или конденсирующегося пара к массе сухого газа и к разности его температур, т.е. она представляет собой частную производную от паросодержания по температуре

$$\delta = \frac{d(d_{П})}{dT}, \ [\text{К}^{-1}]. \qquad (1.31)$$

Так как состояние влажного газа определяется тремя независимыми параметрами, то два из них в процессах могут оставаться неизменными. Т.о. частные случаи термодинамических процессов с влажным газом могут совершаться при постоянстве двух параметров. Частный процесс с фазовым воздействием может быть адиабатно – изохорным, адиабатно – изобарным, адиабатно – изотермическим, изохорно – изобарным, изобарно – изотермическим и т.д. Т.е. можно говорить о группе изобарных процессов, группе адиабатных процессов, группе изотермических процессов и т.д.

Запишем первое начало термодинамики для некоторого частного процесса при неизменном значении каких-нибудь двух параметров y и z.

$$\delta Q_{YZ} = dI_{YZ} - (V dp)_{YZ} \qquad (1.32)$$

Рассмотрим изобарную группу процессов: $y = P = const$, тогда $dP = 0$, следовательно $(V dp)_{PZ} = 0$

$$\delta Q_{PZ} = dI_{PZ} = d(i_{P} + d_{П} i_{П})_{PZ}.$$

Найдем изобарную теплоемкость $C_{PZ} = (\partial Q / \partial T)_{PZ} = (\partial I / \partial T)_{PZ}$;

$$C_{PZ} = C_{PГ} + d_{П}(\partial i_{П} / \partial T)_{PZ} + i_{П}(\partial d_{П} / \partial T)_{PZ}. \qquad (1.33)$$

Производная $(\partial i_{П} / \partial T)_{PZ}$ не зависит от характера процесса и может быть принята с достаточной степенью точности, равной изобарной удельной теплоемкости пара $C_{PП}$, тогда с учетом выражения для расчета интенсивности $\delta_{PZ} = \left[\frac{\partial(dn)}{\partial T}\right]_{PZ}$ получим

$$C_{PZ} = C_{PГ} + C_{PП} \cdot d_{П} + \delta_{PZ} i_{П}. \qquad (1.34)$$

Аналогично для закрытой термодинамической системы можно получить

$$C_{VZ} = C_{VГ} + C_{VП} \cdot d_{П} + \delta_{VZ} U_{П}. \qquad (1.35)$$

Интенсивности фазового перехода δ_{PZ} и $\delta_{VZ} = \left[\partial(d_П / dT)\right]_{V,Z}$ зависит от условий проведения процесса ($z = const$). Поэтому как изобарная так и изохорная теплоемкости являются функциями процесса и изменяются в различных процессах от – ∞ до + ∞, но изотермическая и изохорно-изотермическая теплоемкости принимают значения → ∞ при отводе теплоты и + ∞ при подводе теплоты.

1.5. i – d диаграмма влажного воздуха

$i – d$ диаграмма предложена профессором Рамзиным в 1918 году для упрощения расчетов, связанных с изменением состояния влажного газа (воздуха). Обычно она строиться для постоянного барометрического давления, равного 99,3 кПа (745 мм.рт.ст). Это среднегодовое давление в Центрально - промышленном районе СССР в том числе теперь России. Строится она в расчете на 1 кг сухого воздуха. По оси абсцисс откладывается массовое влагосодержание в сухом воздухе (%), а по оси ординат – удельная энтальпия.

$$i = C_{PB} t + d_П (2500 + 1{,}9 \cdot t) + 4{,}19 d_Ж t - d_T (330 + 2{,}1 \cdot t). \qquad (1.36)$$

При построении в прямоугольной декартовой системе координат линии $\varphi = const$ располагаются слишком близко друг от друга, а, кроме того, она пересекаются изотермами под очень острыми углами. Как одно, так и другое обстоятельства снижают точность расчетов при ее использовании. Этого можно избежать, если построить диаграмму в системе координат, оси которой расположены под углом больше прямого. Обычно его выбирают равным 135 ^{0}. Ось влагосодержаний d поворачивают почасовой стрелке на 45 ^{0}, а в некоторых случаях и на больший угол.

Наиболее удобным является угол, при котором изотерма насыщенного воздуха, соответствующая температуре t = 0 ^{0}C, принимает горизонтальное положение. Угол наклона зависит также и от соотношения принятых масштабов для энтальпии и влагосодержания. Взаимосвязь между углом поворота α оси влагосодержаний и отношением масштабов устанавливается значением тангенса этого угла, который определяется частной производной от энтальпии по влагосодержанию при t = 0 ^{0}C и $d_m = d_T = 0$

$$tg\alpha = \left(\partial I / \partial d_П\right)_{0^0C} = 2500, \text{ Дж/кг}.$$

Таким образом, если принять за равные отрезки 2,5 кДж на оси ординат и 1г влаги на оси абсцисс (горизонталь), то $tg\alpha$ = 1 и угол $\alpha = 45^0$. Если откладывать i в более крупном масштабе угол α будет увеличиваться. Другие изотермы отличные от t = 0 ^{0}C будут иметь расположение, определяемое по производной

$$\left(\partial I / \partial d_П\right)_t = 2500 + 1{,}9 \cdot t \qquad (1.37)$$

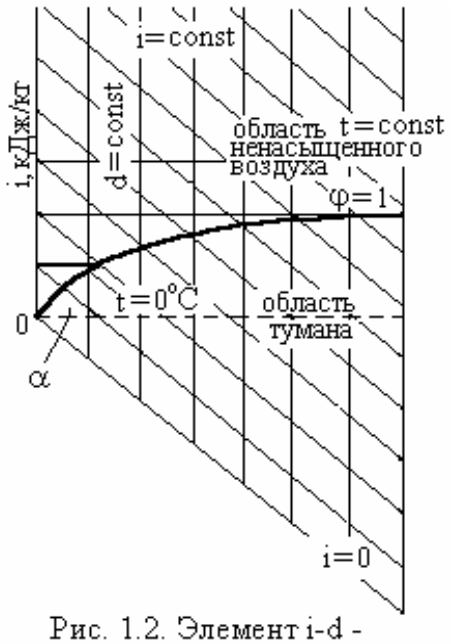


Рис. 1.2. Элемент i-d - диаграммы

Т.е. изотермы – прямые, тангенс угла наклона которых возрастает с ростом температуры.

Линия насыщения влажного воздуха $\varphi = 1$ на $i - d$ диаграмме представляет собой геометрическое место точек перечисления изотерм с линиями $d_S = const$.

Паросодержание d_S при этом рассчитывается по зависимости

$$d_S = 0{,}622 P_S / (P - P_S) \qquad (1.38)$$

для принятого атмосферного давления, а затем откладывается на каждой изотерме и соединяется линией, которая и есть линия насыщения $\varphi = 1$.

При увеличении влагосодержания при постоянной температуре $t = const$ избыточная влага выпадает в виде жидкой фазы – тумана. Поскольку удельная энтальпия жидкости меньше удельной энтальпии пара на величину теплоты парообразования *r*, приращение энтальпии по линии $t = const$ резко снижается и изотерма претерпевает излом при пересечении линии $\varphi = 1$. При температуре $t < 0$ жидкая фаза переходит в твердую. При этом жидкость отдает энергию, соответствующую внутренней теплоте парообразования $330 \cdot d_T$ (в расчете на 1 кг сухого газа).

Возьмем производную от энтальпии при условии $t = const$, $d_П = d_S = const$ и $dT = 0$.

Тогда получим:

для области тумана

$$\left(\partial I / \partial t\right)_t = 4{,}19 \cdot t,$$

а при $d_П = d_S = const$ и $d_Ж = 0$

$$\left(\partial I / \partial t\right)_{0^0 C} = -330 \text{ кДж/кг}.$$

Это тоже прямая линия имеющая свой наклон на $i - d$ диаграмме.

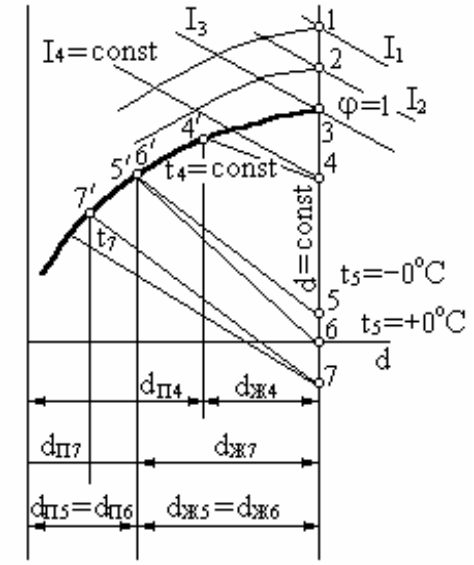


Рис. 1.3. Процесс охлаждения ненасыщенного воздуха

Диаграмму $i - d$ широко используют для расчета процессов кондиционирования воздуха. При постоянном влагосодержании при охлаждении ненасыщенного воздуха процесс изображается вертикальной прямой до линии насыщения $\varphi = 1$ (точка 3). Дальнейшее охлаждение приводит к выпадению влаги в жидкой фазе появляется туман и роса (точка 4).

При этом паросодержание уменьшается и определяется точкой $4^{/}$ на линии насыщения ($\varphi = 1$). Связь между точками 4 и $4^{/}$ осуществляется через $t_4 = t_{4'} = const$. В точке достигается температура $\rightarrow 0\ ^0$C (+0 ^{0}C), которая остается неизменной до точки 6 ($t = -0\ ^0$C). На этом интервале влага выпавшая в жидкой фазе ($d_{ж_0} = d_S - d'_S$) переходит в твердую фазу – ледяной туман и изморозь. В точке 7 паросодержание равно $d_{П\,7}$, а остальная влага находится в твердой фазе.

1.6. Физиологическое воздействие на человека окружающей среды

Комфортное тепловое окружение человека определяется совокупным воздействием ряда факторов: температуры, относительной влажности, температуры внутренних поверхностей ограждений. Тепло, образующееся в организме человека в результате окисления пищи, идет на поддержание необходимой температуры его тела. Часть вырабатываемого тепла сбрасывается в окружающее пространство. Терморегуляция организма происходит в результате совместного действия вышеперечисленных факторов. Как показали исследования, можно подобрать достаточно большое число сочетаний метереологических воздействий, создающих одинаковое тепловое ощущение [4].

Исследования совместного воздействия на организм человека трех факторов: температуры t, относительной влажности φ и скорости перемещения ок-

ружающего воздуха позволили выработать соответствующие параметры – эффективная и эквивалентно-эффективная температуры неподвижного воздуха, которые при относительной влажности в 100% создают такое же охлаждение тела, как и воздух неподвижный, но имеющие некоторые другие температуру и относительную влажность.

В [4] приведены комбинации температуры t и относительной влажности φ, обеспечивающие одинаковое самочувствие человека:

$$t = 17{,}8\ ^0\text{C},\ \varphi = 100\%;$$
$$t = 18{,}3\ ^0\text{C},\ \varphi = 90\%;$$
$$t = 20{,}8\ ^0\text{C},\ \varphi = 50\%.$$

Очевидно, что в приведенном примере эффективная температура равна 17,8 ^{0}C ($\varphi = 100\%$).

Если имеет место движение воздуха окружающей среды, то одинаковое ощущение самочувствия человека будет при следующих сочетаниях параметров

$$t = 16{,}0\ ^0\text{C},\quad \varphi = 100\%,\quad W = 0\ \text{м/с};$$
$$t = 19{,}5\ ^0\text{C},\quad \varphi = 55\%,\quad W = 0{,}5\ \text{м/с};$$
$$t = 21{,}5\ ^0\text{C},\quad \varphi = 30\%,\quad W = 0{,}5\ \text{м/с}.$$

Эквивалентно-эффективная температура в приведенном примере равна 16 ^{0}C. Результаты исследований эффективных и эквивалентно-эффективных температур позволили построить номограмму рис.1.4 [4]

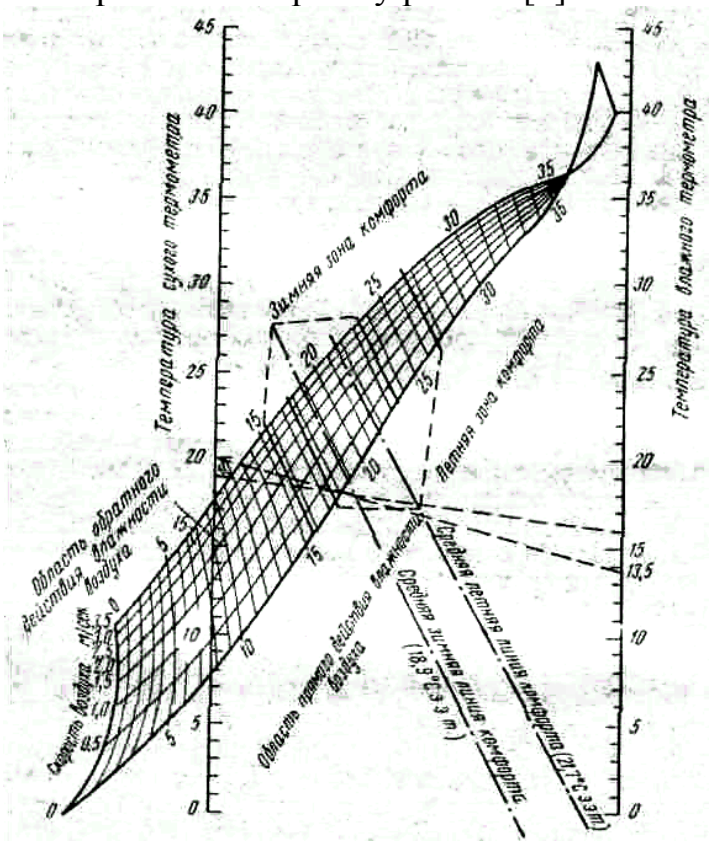


Рис.1.4 Номограмма эквивалентно-эффективных температур

Номограммой (рис.1.4) пользуются при оценочных расчетах метереологических параметров в закрытых помещениях для создания комфортных условий жизнедеятельности.

Обеспечение необходимых величин метереологических параметров может быть осуществлено для всего помещения – общая вентиляция или только на рабочих местах – местная вентиляция.

К общим метереологическим факторам воздействия на человека в производственных помещениях добавляются факторы, определяемые конкретным характером технологического процесса – пыль, вредные примеси. Обычно их присутствие оценивается концентрацией, г/м^3.

Физиологическое воздействие различных примесей зависит от их токсичности и от длительности пребывания человека в производственном помещении.

1.7. Расчет кратности воздухообмена

Под воздухообменом будем понимать количество вентиляционного воздуха, необходимого для обеспечения воздушной среды помещений на определенном санитарно-гигиеническом уровне и удовлетворяющем технологическим требованиям производственных помещений.

Выведем уравнение воздухообменника. Пусть V, м^3 – внутренний объем помещения; z – количество выделяющихся в час вредностей; начальное содержание вредностей, отнесенное к единице объема помещения – z_0; содержание вредностей в удаляемом из помещения воздухе через время $\tau - z_\tau$; содержание тех же вредностей в 1м^3 приточного воздуха – z_1. Потребное количество воздуха для борьбы с вредными выделениями – L.

Составим дифференциальное уравнение для приращения вредностей за промежуток времени $d\tau$

$$Lz_1 d\tau + z d\tau - Lz_2 d\tau = V d z_\tau \qquad (1.39)$$

или после преобразования

$$Lz_1 + z - Lz_\tau = V\frac{d z_\tau}{d\tau} = V z'_\tau,$$

или

$$z'_\tau + \frac{L}{V} z_\tau - \frac{Lz_\tau + z}{V} = 0,$$

откуда

$$z_\tau = \left(Lz_1 + z\right)\frac{1 - e^{-\frac{L}{V}\tau}}{L} + z_0 e^{-\frac{L}{V}\tau}. \qquad (1.40)$$

Если вредности выделяются непрерывно и также непрерывно помещение вентилируется, то выражение (1.40) может быть упрощено. Пусть $\tau \to \infty$, тогда $e^{-\frac{L}{V}\tau} = 0$, откуда $z_\tau = \frac{\left(Lz_1 + z\right)}{L} = z_1 + \frac{z'}{L}$

или $$L = \frac{z}{z_\tau - z_1}. \qquad (1.41)$$

Зависимость (1.41) можно рассматривать как основное уравнение расчета воздухообмена на стационарном режиме вентилирования в общественных и промышленных помещениях. В (1.41): L – необходимый воздухообмен в весовых или объемных единицах; z – количество выделяющихся в помещении вредностей в весовых или объемных единицах; z_τ – допустимое по санитарным нормам содержание данного типа вредностей в весовой или объемной единице воздуха помещения; z_1 – содержание данной вредности в весовой или объемной единице приточного воздуха . Таким образом, предполагая величины z_1 и z_τ нормативными, расчет сводится к определению количества примесей z, выделяемых в помещении.

При одновременном выделении в помещении различных типов вредных выбросов воздухообмен определяется из условия ассимиляции каждой отдельно взятой вредности.

1.8. Частные случаи определения воздухообмена в помещениях

Определение воздухообмена из условий термостатирования. В этом случае требуется компенсировать приращение тепла за счет тепловыделений. Тогда формулу для расчета воздухообмена можно записать в виде

$$L = \frac{Q_{ИЗБ}}{C_P\left(t_{УХ} - t_{ПР}\right)}, \text{ кг/ч}, \qquad (1.42)$$

где $Q_{ИЗБ}$ – избыточное тепло, отводимое из помещения вентиляцией, Дж; C_P – изобарная теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К); $t_{УХ}$ – температура воздуха покидающего помещение, К; $t_{ПР}$ – температура приточного воздуха, К.

Избыточное тепло определяется как разность

$$Q_{ИЗБ} = Q_{ВЫД} = Q_{ТЕП.П}, \qquad (1.43)$$

где $Q_{ВЫД}$ – количество тепла, выделяющегося в помещении, Дж/ч; $Q_{ТЕП.П}$ – количество тепла, теряемого наружными ограждениями, Дж/ч.

Температура воздуха, покидающего помещение

$$t_{УХ} = t_{Р.З} + K\left(H - 2\right), \qquad (1.44)$$

где $t_{Р.З}$ – температура воздуха в рабочей зоне (на высоте 2м от пола), К; K – коэффициент, учитывающий изменение температуры по высоте помещения, К/м; H – высота от пола до середины вытяжного отверстия, м.

Для горячих цехов $K = 1{,}0 - 1{,}5$, для помещений небольшой высоты (до 30 м), $K = 0{,}2$.

Если вытяжные отверстия установлены в рабочей зоне, то формула воздухообмена при наличии теплопритоков трансформируется

$$L = \frac{Q_{ИЗБ\ Р.З}}{C_Р\left(t_{Р.З} - t_{ПР}\right)}, \text{ кг/ч.} \qquad (1.45)$$

Определение воздухообмена при необходимости удаления из помещения газов и пыли может быть осуществлено по формуле

$$L = G/\left(z_Д - z_0\right), \text{ м}^3/\text{ч}, \qquad (1.46)$$

где G – количество газа, пыли, выделяющееся в помещении, г/ч; $z_Д$ – допустимое содержание газа или пыли в воздухе помещения, г/м^3; z_0 – содержание газа или пыли в наружном воздухе, г/м^3.

При отсутствии в наружном воздухе пыли, газа формула упрощается

$$L = G/z_Д\ . \qquad (1.47)$$

Воздухообменник, обеспечивающий удаление из помещения избыточной влаги, можно рассчитать по формуле

$$L = G_В/\left(d_У - d_0\right), \qquad (1.48)$$

где $G_В$ – количество влаги, выделяющейся в помещении, которую необходимо удалить, г/ч; $d_У$ – влагосодержание воздуха, удаляемого из помещения, г/кг сухого воздуха; d_0 – влагосодержание наружного воздуха, г/кг.

Значения $d_У$ и d_0 могут быть взяты из таблиц физических характеристик воздуха или из *i*, *d*–диаграммы влажного воздуха..

Определение воздухообмена из условий обеспечения одновременного тепла и влаги может быть выполнено с использованием зависимости

$$L = \frac{Q_{ИЗБ}}{I_2 - I_1} = \frac{D}{d_2 - d_1}, \text{ кг/ч,} \qquad (1.49)$$

где $Q_{ИЗБ}$ – количество тепла, выделяющегося с учетом тепла, содержащегося в водяных парах, выделяющихся в помещении; I_2 – энтальпия воздуха, удаляемого из помещения, Дж/кг; I_1 – энтальпия воздуха, вводимого в помещение, кДж/кг.

Значения I_2, I_1, d_2 и d_1 берут из I, d – диаграммы влажного воздуха.

1.9. Определение расчетного количества теплопритока

Расчет тепловыделений от людей. Выделения людьми тепла определяются интенсивностью и условиями их деятельности и зависят от параметров окружающей среды. Если объем, приходящийся на одного человека более 50 м^3, то эти тепловыделения не учитываются. Количество тепла, выделяемого человеком, может быть найдено из графика (Рис.1.5) [4].

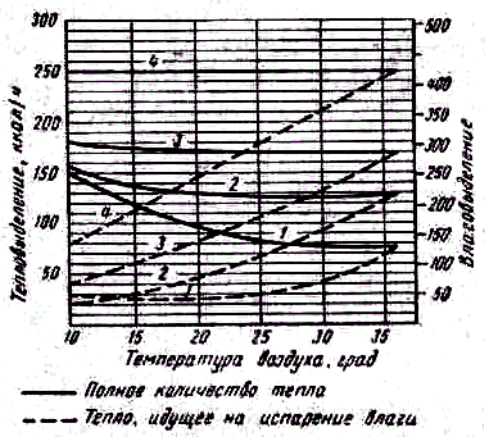


Рис. 1.5.

Тепловыделения от оборудования может быть рассчитано по формуле

$$Q = N_Ф \Psi \text{, кДж/ч,} \qquad (1.50)$$

где $N_Ф$ – номинальная мощность оборудования, кВт;

$$\Psi = \Psi_1 \cdot \Psi_2 \cdot \Psi_3 \cdot \Psi_4, \qquad (1.51)$$

где Ψ_1 – коэффициент использования установочной мощности (Ψ_1= 0,7–0,9);

Ψ_2 – коэффициент загрузки (Ψ_2= 0,5–0,8); Ψ_3 – коэффициент одновременности работы (Ψ_3= 0,5–1,0); Ψ_4 – коэффициент ассимиляции тепла воздухом, учитывающий какая часть тепла затрачиваемой механической энергии передается в виде тепла воздуху помещения (Ψ_4= 0,1–1,0). Для механосборочных и механических цехов ориентировочно принимают Ψ = 0,25.

Тепловыделения от печей складывается из теплоотдачи от их стенок

$$Q = kF(t_1 - t_2), \qquad (1.52)$$

где k – коэффициент теплоотдачи, Дж/м^{2}ч ^{0}С; F – площадь теплоотдающей поверхности, м^2; t_1 – температура в печи, ^{0}С; t_2 – температура воздуха в помещении, ^{0}С.

К ней добавляется теплоотдача через отверстия в печах, происходящая в основном лучеиспусканием

$$Q = k_Д W \cdot F \frac{\tau}{60}, \qquad (1.53)$$

где $k_Д$ – средний коэффициент диафрагмирования, учитывающий поглощение тепла стенками в зависимости от формы отверстия и отношений линейных размеров отверстия и толщины стенок печи, определяется по графику (рис.1.6); W – интенсивность излучения, определяемая по графику (рис.1.7), F – площадь отверстия, м^2; τ – время, в течении которого отверстие остается открытым, мин.

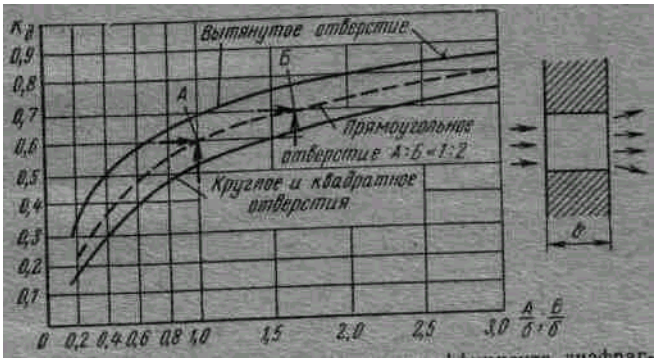


Рис. 1.6.

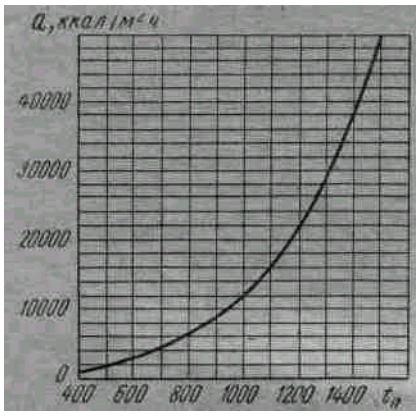


Рис. 1.7.

Тепловыделения от нагретого материала остывающего в цехе

$$Q = G_M \cdot C(t_H - t_K), \qquad (1.54)$$

где G_M – масса материала, кг; C – средняя теплоемкость материала, Дж/(кгК); t_H – начальная температура материала, ^{0}С; t_K – конечная температура материала, ^{0}С.

Тепловыделение от источников искусственного освещения

$$Q = N \cdot \tau, \qquad (1.55)$$

где N – мощность источников освещения, Вт; τ – время, с.

Тепловые потоки от солнечной радиации, вносимые в вентилируемое помещение, учитываются, если температура вне помещений превышает 10 ^{0}С: для остекленных проемов

$$Q_0 = q_0 F_0 A_0 \qquad (1.56)$$

для покрытий

$$Q_П = q_П F_П A_П, \qquad (1.57)$$

где F_0 – площадь поверхности остекления, м^2; $F_П$ – площадь поверхности покрытия, м^2; q_0 – плотность теплового потока солнечной радиации, поступающая через остекление, Вт/м^2; $q_П$ – плотность теплового потока солнечной радиации, поступающая через покрытия, Вт/м^2; A_0 – коэффициент, учитывающий вид остекления и принимаемый по таблице 1.2.

Таблица1.2.

Характеристика остекления	A_0
Двойное остекление в одной раме	1,15
Одинарное остекление	1,45
Обычное загрязнение стекол	0,80
Сильное загрязнение	0,70
Побелка стекол	0,60
Остекление с матовыми стеклами	0,40
Внешнее зашторивание окон	0,25

$K_П$ – коэффициент, учитывающий, какая часть подведенного теплового потока проходит через перекрытие.

За расчетное количество тепла, поступающего в помещение за счет сол-

нечной радиации, принимается большая из двух следующих величин:

1. теплопоступление через остекленную поверхность, расположенную в одной стене, в сумме с теплопоступлением через покрытие и фонарь;
2. 70% теплопоступления через остекленные поверхности, расположенные в двух взаимно перпендикулярных стенах помещения, включая и тепло, поступающее через облучаемые поверхности фонаря и покрытия.

Уменьшению поступления тепла за счет инсоляции через окна достигается при установке на них навесов и других защитных устройств.

Теплообмен через наружные ограждения в зависимости от времени года и климатических условий может входить как в приходную, так и в расходную части уравнения баланса тепла.

В приходной части баланса следует еще учесть в летнее время поступление тепла за счет инфильтрации воздуха.

$$Q = G \cdot C_P (t_H - t_B), \qquad (1.58)$$

где G – расход инфильтрующегося воздуха, кг/с; C_P – изобарная теплоемкость воздуха, Дж/кгК; t_H, t_K – температуры воздуха снаружи и в помещении, ^{0}С.

На основании расчетов теплопоступлений составляют уравнение теплового баланса, итогом которого являются два значения: суммарное поступление тепла $\sum Q_2$ и сумма тепловых $\sum Q_1$.

Если $\sum Q_2 > \sum Q_1$, то в помещении имеются теплоизбытки $Q_{И\,З\,Б}$, которые необходимо ликвидировать системой вентиляции.

$$Q_{И\,З\,Б} = \sum Q_2 - \sum Q_1. \qquad (1.59)$$

Расход тепла на испарение влаги с открытой поверхности Q_1' учитывается в том случае, когда температура испарившейся воды ниже температуры окружающего воздуха, но выше температуры точки росы.

$$Q_1' = G \cdot r, \qquad (1.60)$$

где G – расход испаряющейся воды, кг/с; r – теплота фазового перехода (испарения), Дж/кг.

Кроме отмеченного в расходной части уравнения теплового баланса могут присутствовать и другие виды теплопотерь: нагрев вносимых материалов; нагрев транспортных средств и др.

1.10. Определение влаговыделений

В жилых зданиях и помещениях гражданской предназначенности (суды, офисы и т.д.) основным источником тепловыделения являются люди.

В производственных помещениях (бани, прачечные, бассейны) влага может выделяться с открытых поверхностей, ванн, аппаратов, мокрого пола, окон, смоченных изделий, материала и др.

Количество влаги, испаряющейся в воздух, определяется по результатам

целенаправленных опытов, обобщение которых привело к расчетным зависимостям.

Количество влаги, испаряющейся с открытой поверхности

$$G = C \cdot F(P_1 - P_2), \qquad (1.61)$$

где G – расход испаряющейся влаги, кг/ч; F – площадь зеркала испарения, м^2; C – опытный коэффициент; P_1 – парциальное давление водяных паров при температуре испаряющейся жидкости, мм.рт.ст.; P_2 – парциальное давление водяных паров в воздухе, окружающем поверхность зеркала влаги, мм.рт.ст.

Для практических расчетов в [4] предлагается формула ВТИ

$$G = (\alpha + 0{,}0174 \cdot \vartheta) \cdot F(P_1 - P_2), \qquad (1.62)$$

где α – фактор гравитационной подвижности окружающей среды, принимаемый для температур помещений 15–30 ^{0}С в зависимости от температуры воды по табл.1.3.

W – скорость движения воздуха над зеркалом, м/с.

Таблица 1.3

Температура воды, ^{0}С	<30	40	50	60	70	80	90	100
W, м/с	0,022	0,028	0,033	0,037	0,041	0,046	0,051	0,06

1.11. Расчет количества выделяющихся газов и паров

В жилых помещениях, общественных зданиях наиболее распространенной загрязняющей примесью воздуха является углекислый газ – диоксид углерода (CO_2), являющийся продуктом выдоха человека и животных. При тяжелой работе взрослый человек выделяет 45 л/ч CO_2, при легкой работе и в спокойном состоянии 23 л/ч, дети до 12 лет – 12 л/ч.

В промышленных предприятиях часто происходит выделение в воздух вредных ядовитых выбросов при протекании различного рода технологических процессов.

Окись углерода (CO) – газ без запаха и цвета в обиходной терминологии – угарный газ, является продуктом неполного окисления углерода. Попадая в кровь может привести к кислородному голоданию мышечных тканей и как следствие к удушению.

Азотная кислота (HNO_3). Вызывает раздражени5е слизистой оболочки дыхательных путей. Выделяется в химических производствах серной кислоты, анилиновых красок, окраска тканей, травление металлов и др.

Свинец (Pb) в виде паров и пыли, попадая в организм человека, приводит к хроническому отравлению. Трудно выводится из организма. Выделяется в гончарном и полиграфическом производствах при изготовлении фарфорово-фаянсовых изделий.

Цинк (Zn), попадая в дыхательные пути в виде паров и пыли, вызывает заболевания. Выделяется при производстве цинковых белил, при выплавке и

разливке меди, цинковой бронзы, латуни.

Бензол (C_6H_6) при длительном вдыхании также приводит к хроническому отравлению. Выделяется в анилинокрасочных производствах и малярных цехах в процессе пневмоокраски.

Некоторые из выделяющихся газов в смеси с воздухом могут привести к взрыву. Это ацетилен, этилен, бензол, окись углерода, бензин, водород и т.д. Взрыв может произойти самопроизвольно или от малейшей искры, если концентрация взрывоопасной смеси будет лежать в определенном для каждой смеси интервале.

Для определения количества паров и газов, попадающих в воздух помещения, часто используют эмпирические зависимости.

Формула Н. Н. Репина для утечки газа через не плотности

$$G = kCV\sqrt{\frac{\mu}{T}}, \text{ кг/ч,} \qquad (1.63)$$

где k - коэффициент запаса, определяющий техническое состояние и износ оборудования ($k = 1{,}0 \div 2{,}0$); C - Коэффициент, зависящий от давления газа в оборудовании (аппаратах), $C = 0{,}121 \div 0{,}37$; V - внутренний объем аппарата; μ - молекулярная масса, кг; T - термодинамическая температура газа.

Средне часовое количество выделяемых паров с поверхности смоченных материалов может быть оценено с использованием следующей зависимости

$$G = \frac{AmF}{100\tau}, \text{ г/ч,} \qquad (1.64)$$

где A- расход веществ, г/м^2 ; m - количество летучих в веществах, выделяющихся при высыхании материалов или поверхностей оборудования, %; F - поверхность испарения, м^2; τ - длительность процесса испарения, ч.

Расчетная зависимость определения количества газов и паров, выделяющихся от различных источников [4]

$$G = \frac{V_1(x_2 - x_1) + V_2(x_{YX} - x_{nm})\tau}{\tau}, \qquad (1.65)$$

где V_1 – внутренний объем помещения, м^3; x_1, x_2 – конечная и начальная концентрации газов или пара в воздухе помещения (то же в удаляемом и приточном воздухе); V_2 – величина воздухообмена, м^3/ч; τ – время работы, ч.

1.12. Принципы устройства вентиляции

Для обеспечения санитарно-гигиенических требований по чистоте воздуха часть загрязненной воздушной среды необходимо систематически удалять из помещения, а дефицит его массы восстанавливается притоком свежего воздуха из окружающего воздуха. Существующие системы вентиляции по способу осуществления воздухообмена подразделяются на вытяжные и приточные. Если рассматриваете принцип отвода и подвода воздуха, то существующие сис-

темы вентиляции могут быть с естественной и механической организацией передвижения воздушных масс. В естественных системах приращение кинетической энергии перемещающихся масс воздуха происходит за счет использования потенциальной энергии давления, т.е. за счет имеющегося перепада, создаваемого естественным образом. Разность давлений внутреннего и наружного воздуха, действие силы ветра и т.д. (рис.1.8 – 1.10)

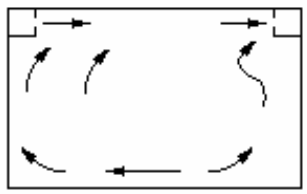


Рис. 1.8. Схема общеобменной вентиляции

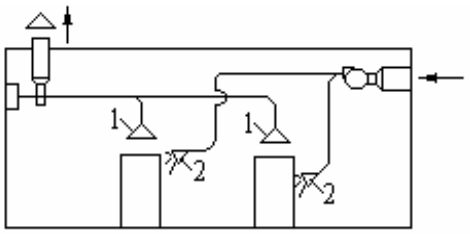


Рис.1.9. Схема местной вентиляции: 1 – вытяжная (зонты над местами локального выброса загрязнений); 2 – приточная (воздушные души)

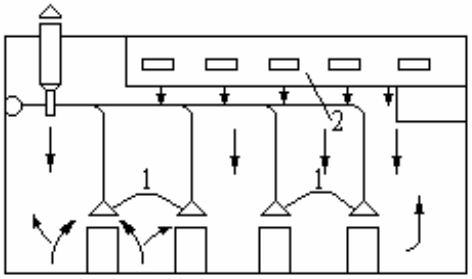


Рис.1.10. Схема вентиляции смешанного типа: 1 – местная вытяжная вентиляция; 2 – общая приточная вентиляция всего помещения

При самопроизвольной естественной вентиляции воздух поступает и покидает помещение через не плотности ограждающих конструкций через открытые форточки, окна, фрамуги и открытые двери. Часто устраивают специальные вентиляционные вытяжные отверстия и каналы.

Воздухообмен под действием разности давлений наружного и внутреннего воздуха и действия ветра через специально устроенную систему следует считать специально организованной естественной вентиляцией. Этот вид вентиляции называют аэрацией.

Механической или вынужденной вентиляцией называется способ подачи воздуха в помещении или удаление из него с помощью вентиляторов. Естественно, что это более организованная и эффективная система, ибо она позволит подаваемый воздух подготовить требуемым образом.

По способу организации воздухообмена в помещении вентиляция может быть общей, местной, локальной, смешанной и аварийной.

Общая вентиляция, ее часто называют общеобменной, выполняется в том случае, когда во всем помещении требуется создание одинаковых условий по параметрам воздушной среды (температура, влажность, чистота, состав возду-

ха) (Рис.1.8). Общая вентиляция чаще всего устраивается в жилых и общественных (школы, детские сады и т.д.).

Местная вентиляция обычно устраивается в производственных помещениях. Она бывает двух типов: приточная и вытяжная. При организации местной вытяжной вентиляции вытяжное устройство (рис.1.9) в виде колпаков, зонтов, укрытий размещают непосредственно у мест выделения вредностей. Это локализует очаг загрязнения и не допускает попадания вредных примесей в окружающий воздух помещения. При организации местной приточной вентиляции подвод приточного воздуха также располагается непосредственно в зону действия рабочего (оператора), создавая необходимое с санитарно-гигиенических требований качество вдыхаемого воздуха. Иногда применяется вентиляция смешанного типа (рис.1.10). Она устраивается в тех случаях, когда приточные и вытяжные вентиляции не обеспечивают удаление всех вредностей. В этом случае устраивают общую вытяжку.

1.13. Устройство и расчет естественной вентиляции

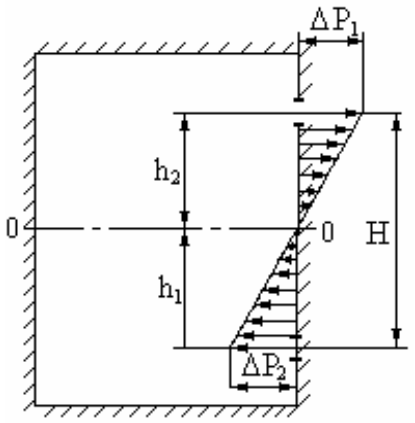


Рис. 1.11. Распределение давления в здании

Рассмотрим одноэтажное здание, ограждения которого непроницаемы для воздуха. В здании выполнены два отверстия. Если температура внутри здания $t_п$ выше наружной $t_н$, то через отверстия 1 и 2 будет происходить перемещение воздушных масс. Через отверстие 1 воздух поступает в помещение, а через 2 покидает его. В этом случае в пределах высоты Н будет находиться плоскость равного давления в помещении и внешней атмосфере. Ее обычно называют плоскостью равных давлений. На рис.1.11 это плоскость 0-0. Обозначим это давление как Р.

Тогда давление наружного воздуха в плоскости нижнего отверстия

$$P_1^н = P + \rho_н g h_1 . \qquad (1.66)$$

Давление внутреннего воздуха в той же плоскости

$$P_1^в = P + \rho_в g h_1 , \qquad (1.67)$$

где в (1.66) и (1.67) $\rho_н$ и $\rho_в$ – плотности воздуха снаружи и в помещении.

Так как $t_н < t_в$, то $\gamma_н > \gamma_в$, а следовательно, и $P^н > P^в$. В этом случае $\Delta P_1 = \left(P_1^н - P_1^в\right) > 0$, поэтому наружный воздух будет входить в помещение.

Перепад давления в отверстии “1” будет равен

$$\Delta P_1 = h_1 g\left(\rho_н - \rho_в\right) \tag{1.68}$$

Проведя идентичные рассуждения относительно отверстия “2”, получим $P_2^в > P_2^н$:

$$P_2^в = P - \rho_в g h_2;\ P_2^н = \rho_н g h_2 \Rightarrow \rho_н > \rho_в, \text{ то } P_2^в > P_2^н$$

Следовательно, воздух будет выходить из помещения через отверстие “2”.

Перепад давления в отверстии “2” будет равен

$$\Delta P_2 = h_2 g\left(\rho_в - \rho_н\right). \tag{1.69}$$

Общее давление, необходимое для осуществления естественной вентиляции

$$\Delta P = Hg\left(\rho_н - \rho_в\right). \tag{1.70}$$

Скорость истечения из отверстия можно рассчитать, предполагая воздух несжимаемым, по известной зависимости

$$\Delta P = \left(\rho W^2\right)\Big/ 2 .$$

Откуда скорость перемещения воздушных масс равна

$$W = \sqrt{\left(2\Delta P\right)/\rho}\ . \tag{1.71}$$

Воспользовавшись (1.71) найдем скорости потоков воздуха через отверстия “1” è “2”

$$W_1 = \sqrt{\left(2\Delta P_1\right)/\rho_в} = \sqrt{2h_1\left(\rho_н - \rho_в\right)/\rho_в} \tag{1.72}$$

$$W_2 = \sqrt{\left(2\Delta P_2\right)/\rho_н} = \sqrt{2h_2\left(\rho_н - \rho_в\right)/\rho_н} \tag{1.73}$$

Тогда, объемный расход воздуха через соответствующие отверстия, будет равен:

через отверстие 1

$$Q_1 = F_1 \mu W_1 = F_1\ \mu\sqrt{2h_1\left(\rho_н - \rho_в\right)/\rho_в}\ , \quad \text{м}^3/\text{с} \tag{1.74}$$

$$G_1 = F_1 \mu\sqrt{2h_1\rho_в\left(\rho_н - \rho_в\right)}, \quad \text{кг/с} \tag{1.75}$$

через отверстие 2

$$Q_2 = F_2 \mu W_2 = F_2\ \mu\sqrt{2h_2\left(\rho_н - \rho_в\right)/\rho_н}\ , \text{м}^3/\text{с} \tag{1.76}$$

$$G_2 = F_2 \mu\sqrt{2h_2\rho_н\left(\rho_н - \rho_в\right)}, \quad \text{кг/с}$$

(1.77)

где F_1, F_2 - площади отверстий, м^2; μ - коэффициент расхода, учитывающий потери давления на сжатие струи при ее переходе через отверстие, обычно в расчетах $\mu = 0{,}65$.

Если из расчета необходимого воздухообмена известен расход воздуха, то приведенные зависимости позволят рассчитать необходимую площадь проходных сечений отверстий.

На установившемся режиме вентиляции расходы воздуха поступающего и покидающего помещение равны. Это позволяет определить положение плоскости равных давлений из условия $G_1 = G_2$

$$F_1 \mu \sqrt{2h_1 \rho_в (\rho_н - \rho_в)} = F_2 \mu \sqrt{2h_2 \rho_н (\rho_н - \rho_в)}$$

или после сокращений

$$h_1 / h_2 = \left(F_2^2 \rho_н\right) \Big/ \left(F_1^2 \rho_в\right). \qquad (1.78)$$

Предполагая $\rho_н / \rho_в \approx 1{,}0$, с допустимой для практики точностью получим

$$h_1 / h_2 = F_2^2 \,/\, F_1^2 \,. \qquad (1.80)$$

С учетом равенства $h_1 + h_2 = H$ преобразуем (1.79)

$$h_2 = H \frac{F_1^2}{F_1^2 + F_2^2}; \quad h_1 = H \frac{F_2^2}{F_1^2 + F_2^2}. \qquad (1.81)$$

И, окончательно, для h_2 можно записать

$$h_2 = \frac{H}{\frac{F_2^2}{F_1^2} \cdot \frac{\rho_в}{\rho_н} + 1}. \qquad (1.82)$$

Канальными системами естественной вентиляции называются такие, в которых подача наружного или удаление загрязненного воздуха производится по специальным каналам - воздуховодам. Однако, незначительная величина располагаемого перепада давления и его непостоянство явились причиной того, что в настоящее время приточная естественная вентиляция практически не применяется, а вытяжная естественная вентиляция осуществляется лишь в жилых и общественных зданиях.

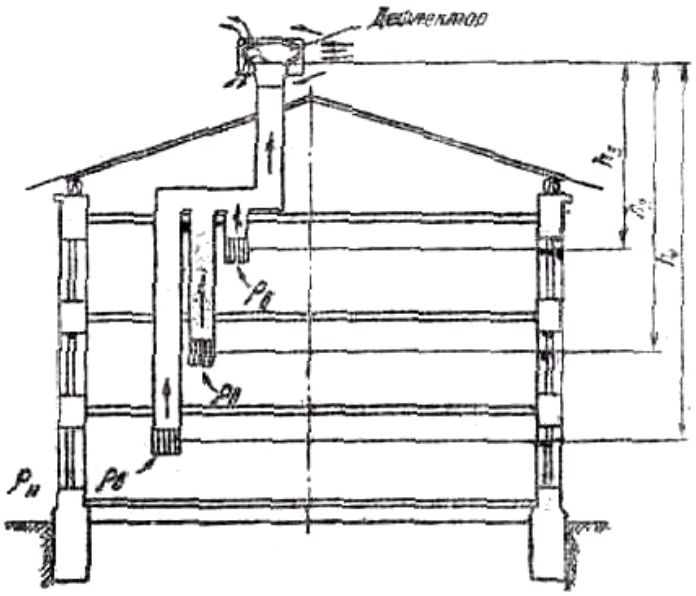


Рис. 2.2. Схема вытяжной естественной канальной вентиляции

На рис.2.2 показана примерная схема исполнения вытяжной естественной канальной вентиляции, состоящей из вертикально ориентированных внутристенных или приставных каналов с заборными отверстиями, которые могут прикрываться жалюзийными решетками. Кроме жалюзийных решеток интенсивность вытяжки может регулироваться специальными насадками - дефлекторами, дроссель клапанами, задвижками, устанавливаемыми в сборном воздуховоде и в шахте, (рис.2.3) [3].

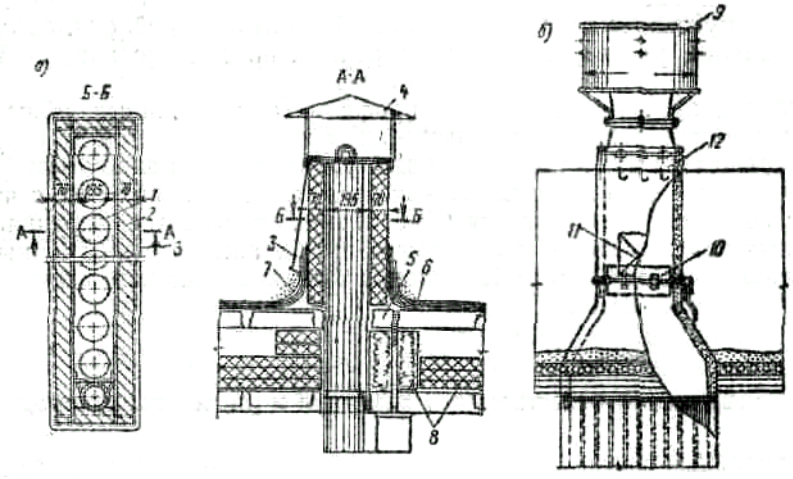


Рис. 2.3.

Высота шахты естественной вытяжной вентиляции однозначно определяется исходя из гидравлических потерь и заданной скорости течения воздуха, необходимым перепадом давления. Для выполнения шахт используются различные материалы, обоснование и подбор которых рассматривается в других курсах строительных и машиностроительных специальностей. Шахты с объединенными каналами (рис.2.3,б) чаще всего выполняют из легкого бетона, каркасные - с заполнением противопожарными с низкой теплопроводностью λ ма-

териалами, обладающими свойством влагостойкости, (пенопласт, пеностекло, пенокерамика, пенобетон и др.). Если общественные или жилые здания мене 5 этажей, то запрещается присоединять к одному вытяжному каналу помещения различные этажи здания.

Для многоэтажных зданий (n > 5) допускается объединение отдельных вертикальных вытяжных каналов из каждой группы 4-5 этажей в один сборный магистральный канал, (рис.2.4).

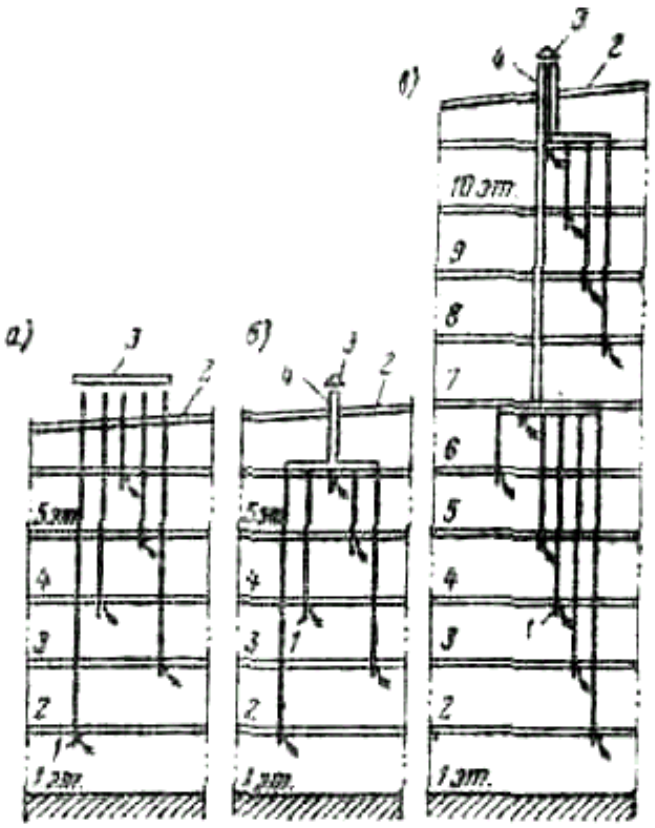


Рис. 2.4.

2.2. Расчет воздуховодов

В канальных системах естественной вентиляции, как ранее было показано, величина располагаемого перепада давления рассчитывается из зависимости

$$\Delta P = hg\left(\rho_н - \rho_в\right), \text{ Па.}$$

Расчетное естественное давление для систем вентиляции жилых зданий и общественных помещений [6] согласно СНиП II - Г7-62 определяется для температуры наружного воздуха +5 ^{0}С.

Расчет воздуховодов сводится к определению размеров их проходного сечения и гидравлических потерь тракта, которые складываются, как обычно, из путевых и местных потерь. Местные потери вызваны изменением направления и скорости движения воздуха в каналах (повороты, внезапные сужения и расширения, фасонные элементы, решетки, задвижки и т.д.).

Запишем выражение расчета давления, необходимого для преодоления сопротивлений в тракте воздуховода

$$P = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho W^2}{2} + \sum \xi \frac{\rho W^2}{2}, \text{ кг/м}^2, \qquad (2.1)$$

где $\lambda \frac{l}{d} \frac{\rho W^2}{2}$ - путевые потери, Па; $\sum \xi \frac{\rho W^2}{2}$ - местные потери, Па; λ - коэффициент сопротивления трения; l - длина воздуховода, м; d - диаметр канала, м; W - скорость течения воздуха, м/с; ρ - плотность воздуха, кг/м3; ξ - коэффициент местного сопротивления.

Коэффициент сопротивления трения λ зависит от режима течения, определяемого числом Рейнольдса Re. Шероховатость поверхности каналов учитывается коэффициентом β, зависящим от величины относительной шероховатости k / d. Тогда потери напора на трение могут быть рассчитаны по выражению

$$\sum \Delta P_{тр} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho W^2}{2} \beta .$$

Коэффициент β для воздуховодов (d = 120 - 1000 мм) из материалов с различной величиной абсолютной шероховатости k, с достаточной для практических расчетов точностью при скорости течения воздуха изменяющейся в пределах $1.0 < V \le 10.0$ м/с можно принять равной табл.2.1 [2]:

Шероховатость воздуховодов Таблица 2.1

Материал стенок воздуховодов	k	β
каналы из шлакоалебастровых и шлакобетонных плит	1-1.5	1.4-1.6
кирпичные каналы (в зависимости от качества затирки)	4-10	2.0-3.0
воздуходувы с внутренней поверхностью отштукатуренной по металлической сетке	10-15	2.5-3.0
фанерные воздуховоды	1.0	1.4

Коэффициенты сопротивления берутся из соответствующих справочников [7].

В расчетах систем вентиляции, также как и системах отопления, формулу для расчета потерь используют в виде

$$P = \sum (Rl + z)\alpha , \text{ Па}, \qquad (2.2)$$

где R - потеря давления в воздуховоде на длине в 1 м, Па/м; z - потеря давления на местные сопротивления, Па; α - коэффициент запаса (α = 1.1 - 1.15).

Работоспособность вентиляции обеспечивается при выполнении неравенства

$$P \le \Delta P_e , \qquad (2.3)$$

где ΔP_l - располагаемый естественный перепад давления, Па.

Расчету воздуховодов предшествует вполне определенная предварительная расчетно-графическая работа.

1. Определение необходимого воздухообмена помещений по кратностям, определенным в соответствии с рекомендациями СНиП или расчетным путем,

рассмотренным ранее. По завершению этой работы составляют бланк в виде следующей таблицы [3].

Воздухообмен Таблица 2.2

№	назв пом	размер помещения			объем пом	кратность		воздухообмен				размеры сечения каналов, м		количество каналов	
		ширина	высота	длина		приток	вытяжка	приток, $м^3/ч$	№ уст ан	вытяжка, $м^3/ч$	№ уст ан	приток	вытяжка	приток	вытяжка
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16

2. Разрабатывается схема компоновки систем вентиляции. При этом в одну систему объединяются одноименные или близкие по назначению помещения. Санитарные узлы обслуживаются самостоятельными системами. При пяти и более унитазах они оборудуются механическими побудителями. Организация системы вентиляции регламентируется ведомственными или государственными документами, например СНиП II - Л.3 - 62.
3. Графическое изображение на планах этажей и чердаках элементов системы. Против вытяжных отверстий и жалюзийных решеток отмечается количество удаляемого по каналу воздуха. Все системы вентиляции нумеруются.
4. Вычерчиваются аксонометрические схемы в линиях или, что предпочтительней, с изображением внешних очертаний элементов системы. На схемах в кружке у выносной черты представляется номер участка. Над чертой указывается его нагрузка в $м^3/ч$, а под чертой - длина участка в м, (рис2.5).

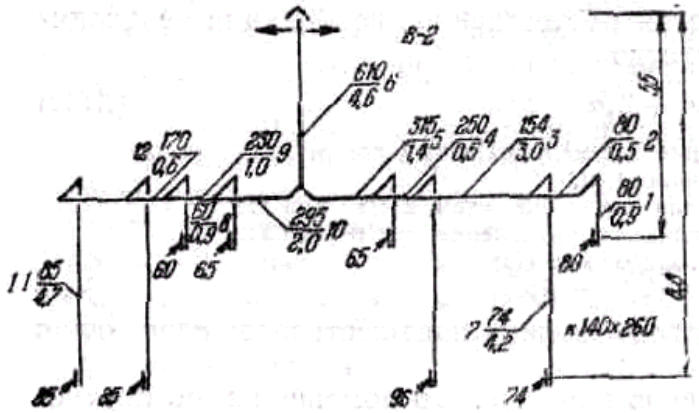


Рис. 2.5. Схема системы вытяжной вентиляции (к примеру расчета воздуховодов).

Аэродинамический расчет воздуховодов выполняется по таблицам или номограммам, которые составлены для стальных воздуховодов круглого сечения при $\rho_в = 1{,}205$ кг/м^3, $t_в = 20\ ^0$С. В номограммах и таблицах приводятся взаимосвязанные параметры: *L, R, W,* h_w и *d*, (рис.2.6).

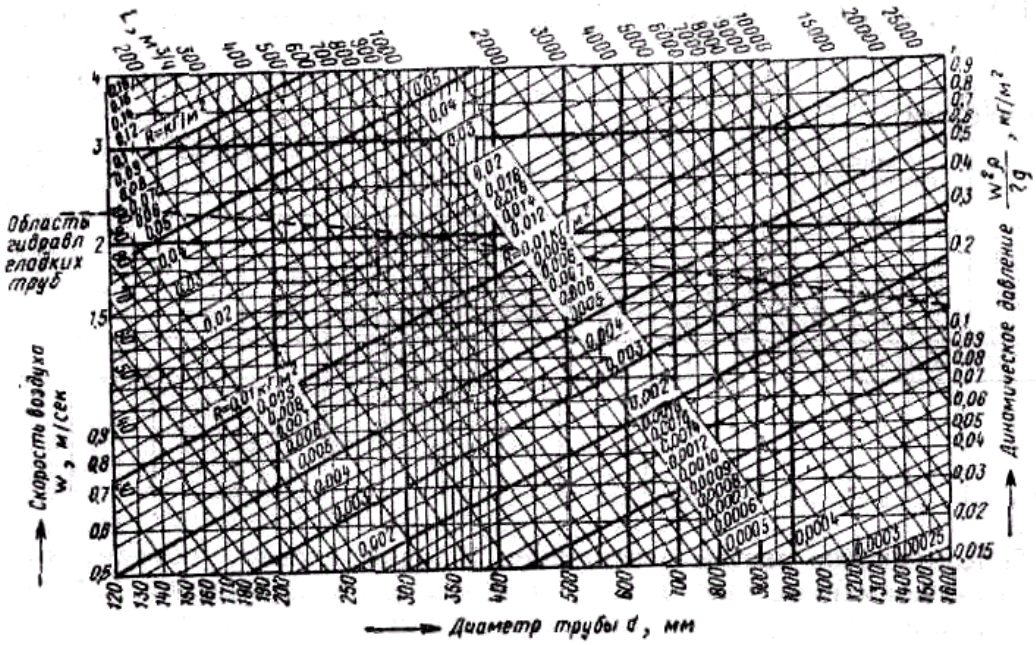


Рис. 2.6. Номограмма для расчета круглых стальных воздуховодов.

Таблица расчета стальных воздуховодов круглого сечения приведена в приложении 1.

Прежде чем воспользоваться таблицей или номограммой для расчета воздуховодов геометрической формы отличной от круглой, необходимо предварительно рассчитать эквивалентный диаметр

$$d_э = \frac{4F}{П}, \qquad (2.4)$$

где F - площадь проходного сечения,м^2; $П$ - смоченный периметр, м.

Для воздуховодов прямоугольной формы выражение (2.4) принимает вид

$$d_э = \frac{2ab}{a+b}, \qquad (2.5)$$

где a и b - стороны прямоугольного сечения воздуховода, м.

Эквивалентные по трению диаметры кирпичных воздуховодов приведены в таблице 2.3, [3]

Эквивалентные по трению диаметры для кирпичных воздуховодов при одинаковой скорости в прямоугольном и круглом каналах (с учетом шага кладки) Таблица 2.3

кирпичные каналы	$d_э$, мм

размер в кирпичах	площадь,м^2	
112 × 112	0.02	140
112 × 1	0.038	180
1 × 1	0.013	265
1 × 1.5	0.11	320
1 × 2	0.14	315
2 × 2	0.28	545

Если воздуховоды имеют шероховатость большую чем у стальных, то коэффициент трения и удельные потери давления как следствие возрастут. Поэтому в расчетах вводятся поправочные коэффициенты, величина которых может быть найдена из таблицы 2.4, [3].

Значения коэффициентов шероховатости β Таблица 2.4

скорость воздуха м/с	материал воздуховода			
	шлакогибс	шлакобетон	кирпич	штукатурка
0.4	1.08	1.11	1.25	1.48
0.8	1.13	1.19	1.4	1.69
1.2	1.18	1.25	1.5	1.84
1.6	1.22	1.31	1.58	1.95
2.0	1.25	1.35	1.65	2.04
2.4	1.28	1.38	1.7	2.11
3.0	1.32	1.43	1.77	2.2
4.0	1.37	1.49	1.86	2.32
5.0	1.41	1.54	1.93	2.41
6.0	1.44	1.58	1.98	2.48
7.0	1.47	1.61	2.03	2.54
8.0	1.49	1.64	2.06	2.58

Приведем методику расчета систем вентиляции [3].

1. На основе требуемого расхода воздуха, подлежащего перемещению по каждому участку каналов, задаются скоростью его движения.
2. Зная объем воздуха и скорость его движения, находят предварительную площадь проходных сечений каналов. Потери давления на трение и местные сопротивления для таких сечений каналов определяют по таблицам и номограммам.
3. Сравнивают суммарные потери давления с располагаемым перепадом давления. Если потери меньше или больше располагаемого, то сечения канала уменьшают или увеличивают, до удовлетворительного совпадения. Т.е. задача решается методом последовательных приближений.

Практика рекомендует задаваться в расчетах следующими скоростями движения воздушных потоков:
в вертикальных каналах верхнего этажа $W = 0{,}5 – 0{,}6$ м/с;
для каждого ниже расположенного этажа на 0,1 м/с больше, чем на предыдущем, но не выше 1 м/с; в сборных воздуховодах $W \geq 1$ м/с и в вытяжной шахте 1.0–1,5 м/с.

Если при расчете воздуховодов известны сечение и часовой расход воздуха, то скорость находят по зависимости

$$W = Q/3600f \tag{2.6}$$

потери давления на преодоление местных сопротивлений

$$z = \sum \xi h_w, \tag{2.7}$$

где $\sum \xi$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений; h_w - динамический напор, Па. Численное значение коэффициентов местных сопротивлений для наиболее употребляемых элементов естественной вентиляции приведены в приложении 2.

2.3. Дефлекторы

Дефлекторами называются устройства, позволяющие усилить действие ветра для создания разрежения, используемого в вытяжных канальных системах естественной вентиляции. Обычно их устанавливают на концах труб или шахт, а также непосредственно над вытяжными отверстиями в крышах производственных зданий. Его работа основана на использовании энергии потока ветра, который обтекая поверхность дефлектора, создает возле выпуклой его внешней части периметра разряжение, что и усиливает вытяжку воздуха из помещения. Дефлекторы выполняют в виде различных конструкций, но наибольшее распространение получили дефлекторы ЦАГИ круглой и квадратной формы, (рис.2.7). Дефлекторам круглого типа различных размеров присваивают свои номера. Обычно номер дефлектора соответствует диаметру патрубка в дециметрах, а размеры его отдельных элементов указаны в долях диаметра его патрубка.

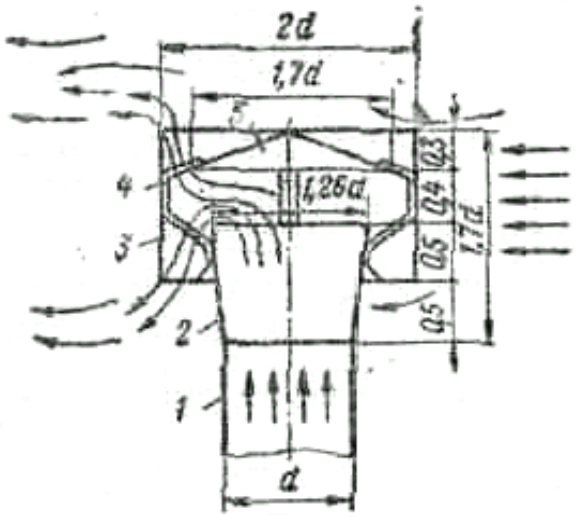


Рис. 2.7. Дефлектор ЦАГИ: 1 - патрубок; 2 - диффузор; 3 - корпус; 4 - лапки для крепления зонта-колпака; 5 - зонт-колпак

Диаметр патрубка типа ЦАГИ можно ориентировочно определить, воспользовавшись формулой

$$d = 0{,}0188\sqrt{Q/W_д}\,, \qquad (2.8)$$

где Q - производительность дефлектора, м^3/ч; $W_д$ - скорость воздуха в патрубке дефлектора.

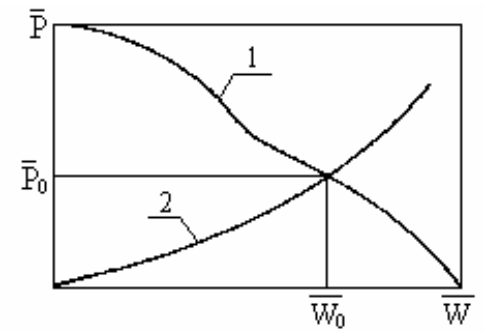


Рис. 2.8. Подбор дефлектора по характеристикам:
1 - характеристика дефлектора;
2 - характеристика сети

Подбор дефлекторов производится аналогично подбору вентиляторов и насосов по характеристикам. Обычно на характеристику сети накладывают характеристику дефлектора. Характеристики представляют собой зависимость гидравлического сопротивления сети от расхода или скорости воздуха для сети, а для дефлектора графическая зависимость создаваемого разряжения от скорости ветра.

Точка пересечения двух характеристик определяет скорость движения воздуха в дефлекторе, по которой и проходит процесс его подбора, (рис.2.8).

Обычно характеристики выражены в относительных величинах

$$\overline{W}_д = W_д / W_в\,, \qquad (2.9)$$

$$\overline{P} = \frac{2P}{\left(\rho w^2\right)}. \qquad (2.10)$$

Если кроме ветра действует еще и давление, вызванное разностью температур наружного воздуха и воздуха в помещении, подбор дефлектора ведется по суммарной характеристике дефлектора от действия ветра и теплового давления. Точка пересечения кривых 3 и 4 дает определенное значение $\overline{\overline{P}}_0$ и $\vec{W}_0$, по которым можем рассчитать P и $W_д$.

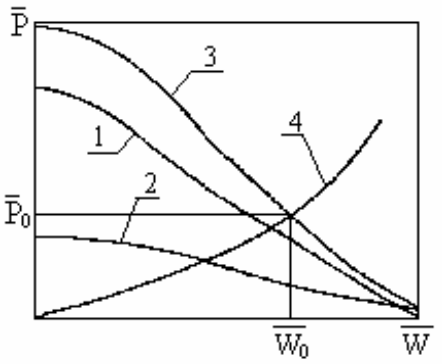


Рис. 2.9. Подбор дефлектора по характеристикам при совместном учете действия ветра и теплового давления: 1 - характеристика дефлектора при действии ветра; 2 - тепловое давление; 3 -суммарная характеристика дефлектора; 4 - характеристика сети

На практике часто для расчетов дефлекторов используют эмпирические зависимости, позволяющие рассчитать диаметр патрубка дефлектора.

При учете только действия ветра

$$W_д = \sqrt{\frac{0{,}4W_в^2}{1{,}2 + \sum \xi + (0{,}02l)/d}}\,. \qquad (2.11)$$

При совместном действии ветра и теплового давления

$$W_д = \sqrt{\frac{0{,}4W_в^2 + 16P}{1{,}2 + \sum \xi + (0{,}02l)/d}}\,, \qquad (2.12)$$

где $\sum \xi$ - сумма коэффициентов местного сопротивления вентиляционной системы до дефлектора; ξ - коэффициент местного сопротивления дефлектора, вход в патрубок, принимают равным ξ = 0,5; l - длина патрубка дефлектора или вытяжного шкафа, м; d - диаметр патрубка дефлектора, м.

2.4. Механическая вентиляция

В механической вентиляции необходимый для ее функционирования перепад давления создается вентиляторами. Это позволяет расширить возможный диапазон действия вентиляционной системы за счет подбора необходимого перепада давления в системе. Применение вентиляторов расширяет возможности вентиляционных систем, приближая их к более современным системам жизнеобеспечения - системам кондиционирования, т.е. позволяет применять в системах агрегаты и системы, позволяющие решать сложные совокупные задачи подготовки среды в помещении, наилучшим образом удовлетворяющие санитарно - гигиеническим требованиям. Это устройства очистки, увлажнения или нагрева воздуха, подаваемого в помещение.

Вентиляторы, используемые в вентиляционных системах, могут быть центробежными, осевыми и крышными. В зависимости от повышения давления в них, они могут быть подразделены на:

низконапорные - до 103 Па;

средненапорные - до 3 103 Па;

высоконапорные - до 1,5 104 Па.

Центробежный вентилятор, (рис.2.10) состоит из трех основных частей: рабочего колеса с лопатками (ротор), улиткообразного кожуха и станины с валом подшипниками и шкивом.

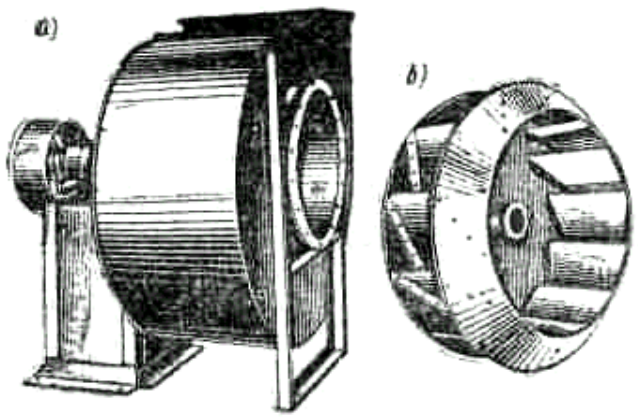


Рис. 2.10. Центробежный вентилятор

Поток воздуха входит в вентилятор в осевом направлении, т.е. параллельно его оси вращения, а покидает в направлении перпендикулярном оси. Центробежные вентиляторы различают по направлению вращения рабочего колеса - ротора. Если смотреть на вентилятор со стороны, противоположной входному отверстию, то вентилятор, вращающийся по часовой стрелке, называется вентилятором правостороннего вращения, (рис.2.11).

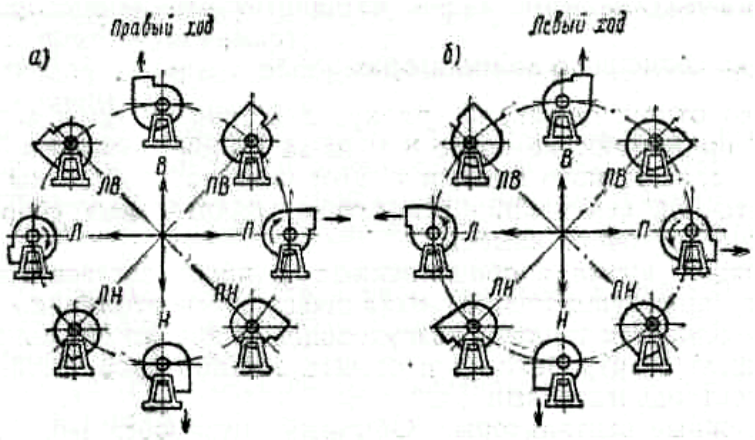


Рис. 2.11 Положение выхлопного патрубка центробежных вентиляторов
а – правостороннего вращения; б – левостороннего вращения.

Колесо вентилятора должно всегда вращаться по ходу разворота улиточного кожуха. При обратном вращении производительность вентилятора падает на 70 - 80%. Вентилятору присваивается номер, соответствующий диаметру кольца в дециметрах. Например, №2 - 2 дм, №8 - 8 дм.

В системах вентиляции используются чаще всего вентиляторы низкого давления.

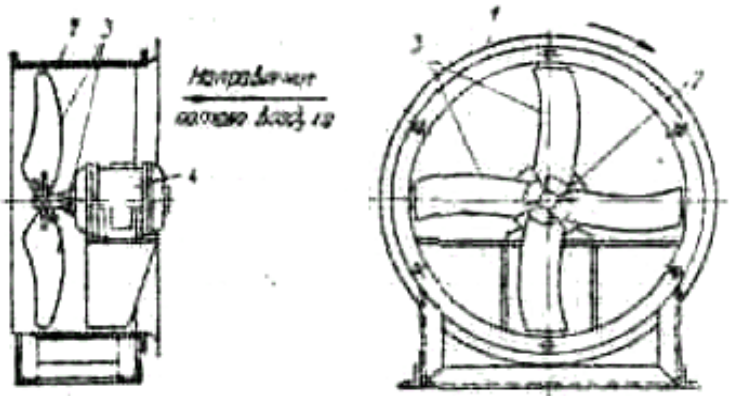


Рис. 2.12. Осевой вентилятор ЦАГИ серии МЦ (Размеры в % от диаметра колеса):
1 - обечайка; 2 - лопатка; 3 – электродвигатель

Осевые вентиляторы (рис.2.12) имеют большую производительность при сравнительно низкой степени повышения давления (~ 700Па). Изготавливают их с различным числом лопастей: типа ОВЦ, МЦ - двух, трех и четырех лопастного типа У-6 и У-12 - шести и двенадцати лопастные с диаметром крыльчатки 155 мм (для жилых помещений и газифицированных кухонь). Крышные вентиляторы относятся тоже к числу осевых, однако, они имеют вертикальную ориентацию оси в рабочем состоянии. Их устанавливают над покрытиями зданий для общеобменной децентрализованной вытяжной вентиляции, (рис.2.13).

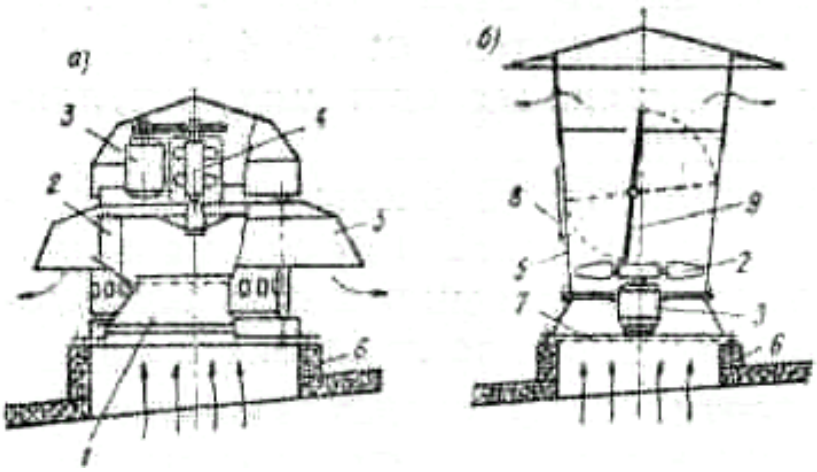


Рис. 2.13. Крышные вентиляторы:
а) - центробежный КЦ-4.84; б) - осевой ЦЭ-04; 1 - входной патрубок;
2 - рабочее колесо или лопатка; 3 - электродвигатель; 4 - подшипник;
5 - кожух; 6 - железобетонный стакан; 7 - предохранительная решетка;
8 - люк; 9 - самооткрывающийся клапан

Центробежные крышные вентиляторы могут применяться для установок общеобменной вытяжной вентиляции, как без сети, так и с сетью воздуховодов. Кроме того, их используют для удаления воздуха от местных укрытий, если не требуется производить предварительную очистку воздуха и в том случае, когда температура воздуха не превышает 60 - 70 ^{0}С.

Вентиляторы подбирают по расчетной производительности

$$N = \frac{aQ\Delta P}{3600\eta_1\eta_2} \qquad (2.13)$$

где a - коэффициент запаса ($N \le 0{,}5$ кВт - $a = 1{,}5$; при 0,5 - 1,0 кВт –$a = 1{,}3$; при 1,0 - 2.0 кВт - $a = 1{,}2$; свыше 2,0 кВт - $a = 1{,}1$); Q - производительность вентилятора, м^3/ч; η_1 - к.п.д. вентилятора; η_2 - к.п.д. передачи (при соединении на плоском или клиновидном ремнях - $\eta_2 = 0{,}9 - 0{,}95$; на одной оси - $\eta_2 = 1$).

Расход электроэнергии на привод вентилятора

$$N' = N/\eta_3 \text{, кВт,} \qquad (2.14)$$

где η_3 - к.п.д. электродвигателя по паспорту ($\eta_3 \sim 0{,}9$).

Обычно в лабораторных условиях для каждого типа и номера вентилятора снимается аэродинамическая характеристика. Зная производительность и число оборотов вентилятора, определяют степень повышения давления в нем.

Скорость воздуха в системах механической вентиляции принимают равной в магистралях 1 - 12 м/с, в ответвлениях 5 - 8 м/с, а в вытяжных и заборных шахтах 4 - 6 м/с.

Полное давление, которое должен развивать вентилятор равно сумме давлений нагнетания и всасывания

$$P_n = P_{вс} + P_{нагн}\text{, Па} \qquad (2.15)$$

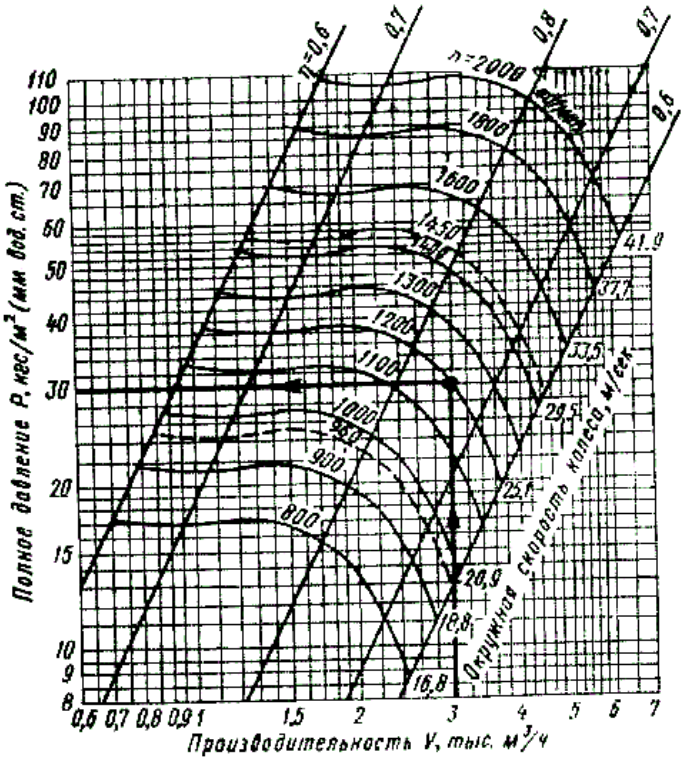


Рис. 2.14. Характеристики центробежного вентилятора ЦЧ-70

Влияние механических примесей в воздухе на увеличение потерь давления может быть учтено зависимостью

$$P_{с\,м} = P(1 + k\mu)\text{, Па} \qquad (2.16)$$

где P - потери давления в вентиляционной системе при чистом воздухе, Па; μ - концентрация смеси, 1/м^3; k - опытный коэффициент, (k = 1,4, если частицы перемещаясь, принимаются к стенке воздуховода; k = 0,4 - 0,6 при свободном движении частиц).

2.5. Элементы теории рабочего процесса вентиляторов

Построим треугольник скоростей движения воздуха в роторе вентилятора, при его движении в межлопаточном канале от внутренней окружности рабочего колеса до внешней, (рис.2.15).

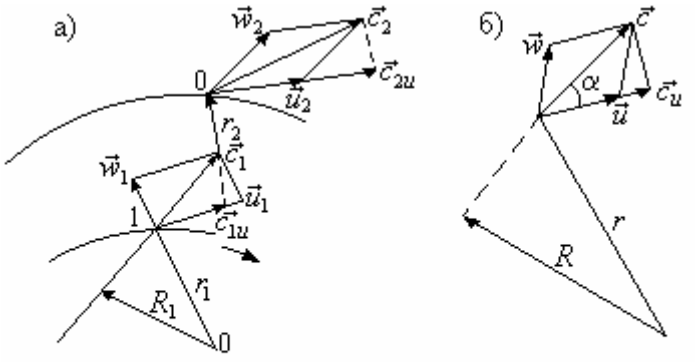


Рис. 2.15. К выводу уравнения Эйлера
а - схема роторного колеса;
б - треугольник скоростей.

На рис.2.15 обозначено: c - абсолютная скорость воздуха в рассматриваемой точке; u - окружная скорость (переносная); w - относительная скорость (относительно колеса).

Сумма векторов относительной и переносной скорости равна абсолютной скорости. Это означает, что из векторов $\vec{c}, \vec{u}, \vec{w}$ можно составить для каждой точки траектории движения элемента воздуха замкнутый треугольник скоростей. Воспользуемся теоремой о моментах импульса.

Выделим элементарную массу воздуха m, импульс которой равен соотношению: $\vec{k} = m\vec{c}$ или $k = mc$

Момент импульса относительно оси О равен

$$M_k = mcR$$

Из подобия соответственных треугольников (рис.2.15) следуют очевидные соотношения $\frac{R}{r} = \frac{c_u}{c} \quad \Rightarrow \quad R = \frac{c_u r}{c}$,

откуда $$M_k = mc\frac{c_u r}{c}.$$

Для газового потока в целом

$$\sum M_k = \sum mrc_u$$

Приращение момента импульса равно моменту действующих внешних сил

$$M = \frac{d}{d\,t}\left(\sum mrc_u\right).$$

Предположим, что массовый расход воздуха равен G кг/с. Предполагая зависимость линейной представим дифференциал как разность в двух конечных сечениях

$$M = d\left(\sum mrc_u \Big|_1^2\right) = \sum Mr_2 c_{2u} - \sum Mr_1 c_{1u}$$

или

$$M = \sum m\left(r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}\right),$$

т.к. $\sum m = G$ перепишем последнее выражение в виде

$$M = G\left(r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}\right).$$

Работа внешних сил равна произведению момента внешних сил на угловую скорость $T = M\omega$, или

$$T = G\left(\omega\, r_2 c_{2u} - \omega\, r_1 c_{1u}\right),$$

но $u = \omega\, r$, тогда

$$T = G\left(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}\right).$$

Расход можно выразить через объемный расход и плотность

$$G = \rho Q,$$

тогда

$$T = \rho Q\left(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}\right).$$

или для удельного расхода 1 м^3/с получим

$$T = \rho\left(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}\right). \qquad (2.17)$$

Мы получили уравнение Эйлера для расчета вентилятора. Анализируя уравнение Эйлера можно сделать следующие выводы.

Уравнение Эйлера для крыльчатки вентилятора выведено без учета потерь энергии на перемещение необходимого по условиям воздухообмена расхода воздуха и той энергии, которую необходимо затратить на изменение тангенциальной составляющей скорости в рабочем колесе от c_{1u} до c_{2u}.

Внешняя работа вентилятора падает с увеличением второго слагаемого уравнения (2.17).

Для постоянной частоты вращения ротора производительность центробежного вентилятора по расходу может изменяться от 0 до G_{max}. Это означает, что величина тангенциальной составляющей скорости, в свою очередь, на входе в рабочее колесо может тоже изменяться: с ростом G c_{1u} уменьшается и растет со снижением производительности.

Для безударного входа потока в колесо входная кромка лопатки несколько закручивается по направлению относительной скорости для того, избежать удара на входе. Лопатки колеса располагаются таким образом, чтобы их входные кромки независимо от их формы были направлены в сторону противоположную направлению вращения. Ротор вентилятора помещают в улиточный

кожух, который выполняет две функции: он выполняет роль направляющего аппарата для выхода закрученной в вентиляторе струи с одной стороны, а с другой выполняет роль дозвукового криволинейного диффузора.

На входе вентилятора создается разряжение, обеспечивающее необходимую скорость и расход воздуха во всасывающем патрубке вентилятора. Этот перепад давлений на входе компенсирует гидравлические потери в воздуховоде

$$P_{\text{наг}} = P_{\text{ст2}} + P_{\text{д2}}. \qquad (2.18)$$

Полное давление, необходимое для обеспечения движения воздуха в системе всасывающего и нагнетательного воздуховодов

$$\Delta P_{\text{полн}} = \Delta P_{\text{вс ас}} + \Delta P_{\text{наг}};\ \Delta P_{\text{полн}} = \Delta P_{\text{ст1}} + \Delta P_{\text{ст2}} + \Delta P_{\text{д2}}.$$

Эпюра распределения давления показана на рис.2.12. $P_{ст1}$ и $P_{ст2}$ - статические давления в конце всасывающего и в начале нагнетающего воздуховодов, Па; $P_{д1}$ и $P_{д2}$ - динамические давления во всасывающем и в нагнетательном воздуховодах.

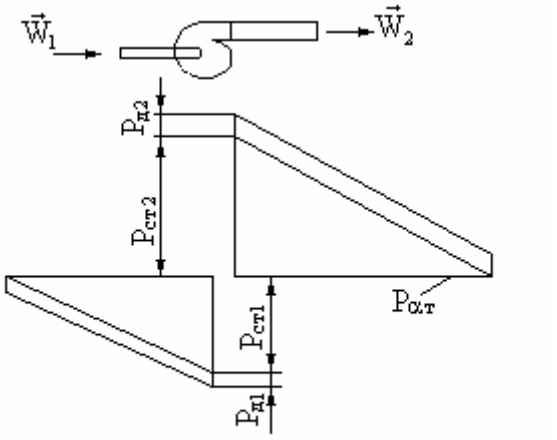


Рис. 2.16. Эпюра давлений создаваемых вентилятором

На рис.2.16 показана эпюра давлений, создаваемых вентилятором на входе (индекс 1) и выходе (индекс 2). Давление, необходимое для обеспечения потребного расхода воздуха и гидравлических потерь во всасывающей магистрали, расходуется только на преодоление гидравлических потерь.

Давление, необходимое для преодоления гидравлических потерь при течении воздуха в нагнетательном воздуховоде, слагается из статического $P_{ст1}$ и динамического $P_{д2}$, расходуемого на создание скорости движения воздуха в воздуховоде

$$P_{\text{наг}} = P_{\text{ст2}} + P_{\text{д2}}. \qquad (2.19)$$

Таким образом, полное давление, необходимое для обеспечения движения воздуха в системе всасывающего и нагнетательного воздуховодов

$$P_{\text{полн}} = P_{\text{вс ас}} + P_{\text{наг}};\ P_{\text{полн}} = P_{\text{ст1}} + P_{\text{ст2}} + P_{\text{д2}}.$$

Величина динамического давления на выходе из вентилятора $P_{д2}$ определяется потерями давления на выхлоп воздушных масс в атмосферу. Давление, создаваемое вентилятором, должно быть равно гидравлическим потерям, свя-

занным с движением воздуха по всасывающему и нагнетательному воздуховодам и динамическому давлению, обеспечивающему выхлоп в окружающую среду.

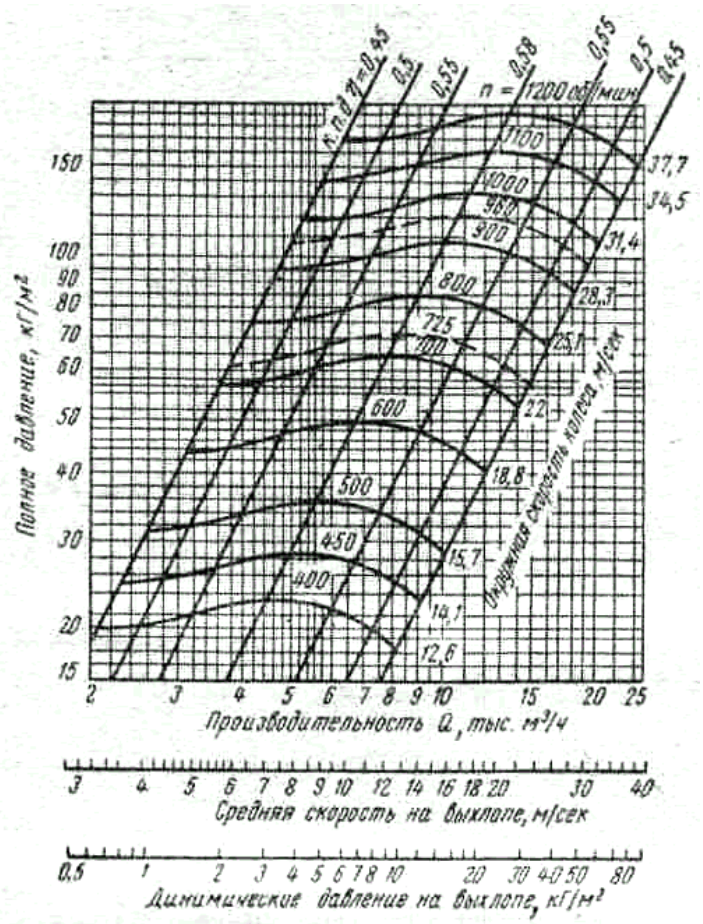


Рис. 2.17.Характеристика центробежного вентилятора ЭВР N6

Подбор вентилятора для вентиляционной системы осуществляется по давлению и производительности с использованием характеристик вентилятора. Характеристикой вентилятора называется зависимость развиваемого им давления и коэффициента полезного действия от производительности, рис.2.17. На заданные давление и производительность могут быть подобраны различные вентиляторы. Один и тот же вентилятор может подавать различный расход воздуха в зависимости от величины преодолеваемых гидравлических сопротивлений. Давление, развиваемое вентилятором, зависит как от его характеристик, так и от характеристик сети, на которую он работает.

2.6. Подогрев воздуха в вентиляционных системах

В некоторых случаях в зонах с низкой температурой в зимний период необходимо осуществлять подогрев подаваемого в помещение воздуха. Для этих целей используют нагреватели-калориферы, которые в зависимости от типа подразделяются на огневые кирпичные, радиаторные, гладкотрубные, пластин-

чатые.

В огневых кирпичных калориферах воздух нагревается внешней поверхностью кирпичных колодцев обогреваемых отходящими дымовыми газами. В настоящее время могут применяться в частных индивидуальных застройках.

Калориферы из радиаторов нагревают воздух за счет контакта с внешней поверхностью. По внутреннему тракту циркулирует вода или пар. Небольшое гидравлическое сопротивление калориферов радиаторного типа позволяет применять их в системах вентиляции с естественным созданием необходимого перепада давления. Недостаток - большие металлоемкость и габариты.

Гладкотрубные калориферы изготавливаются из гладких стальных труб набираемых в коллектор в виде коробок. Применяются при необходимости нагрева небольших расходов воздуха.

Пластинчатые калориферы изготовлены из стальных труб ∅15 мм, которые впаивают в металлические коробки. Пластины выполнены из листовой стали толщиной 0,5 мм. Они привариваются к трубам с шагом в 5 мм. Достоинство - компактность, недостаток - высокое гидравлическое сопротивление.

Компактные стальные пластинчатые калориферы, рис.2.18, допускают глубокое нагревание больших количеств воздуха, особенно при их многорядовой установке.

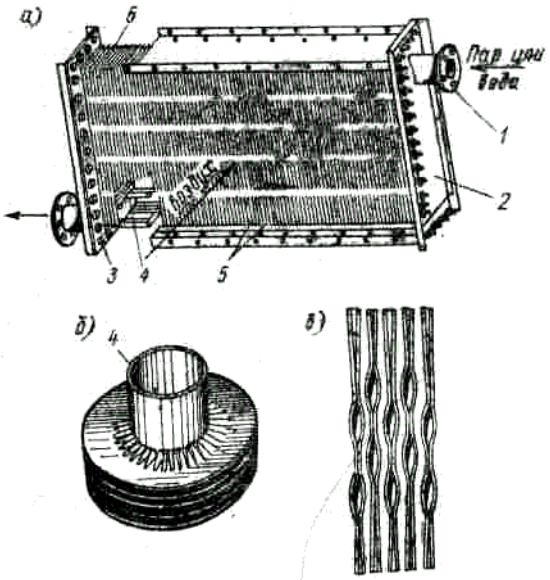


Рис. 2.18. Внешний вид и детали калорифера: б - ленточная навивка; в - деталь ленаткового калорифера Кравцова; 1 - присоединительный штуцер; 2 - крышка; 3 - трубная доска

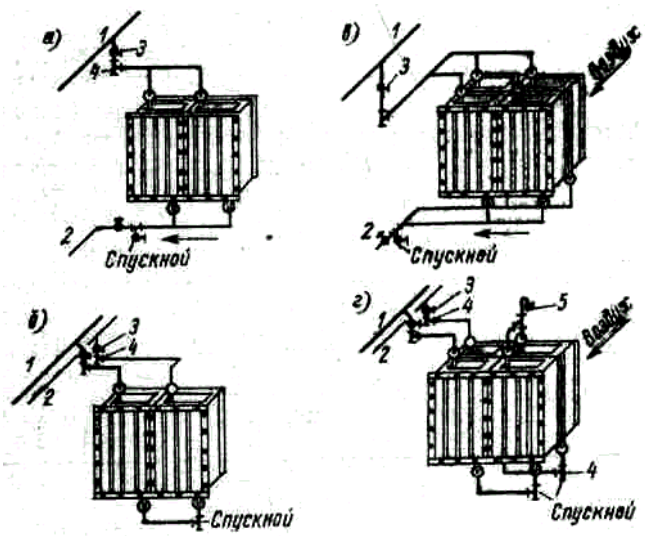


Рис. 2.19. Вариант присоединения калориферов к трубопроводам теплоснабжения: а и в - параллельное (на воде) присоединение при однородной (на верху) и двухрядной установке; б и г - тоже при последовательной (прямоточной); 1 и 2 - прямая и обратная магистрали; 3 - вентиль; 4 - тройник с пробкой; 5 - воздушный кран

В зависимости от числа рядов калориферов вдоль потоков воздуха и воды могут использоваться различные схемы их присоединения к трубопроводам.

Последовательное присоединение калориферов приводит к необходимо-

сти увеличения скорости воды, а, следовательно, и к росту коэффициента теплопередачи. При использовании пара в зависимости от его давления за калорифером устанавливают гидравлический затвор или конденсационный горшок.

При расчете калориферов определяют требуемую поверхность теплообмена

$$F = (aQ)/k\Delta t \text{, м}^2, \qquad (2.20)$$

где а - коэффициент запаса, а = 1,2 - 1,3; Q - тепловая мощность калорифера, Дж/ч; Δt - температурный напор теплоносителей, ^{0}С

$$\Delta t = \frac{t_г + t_0}{2} - \frac{t_{пр} + t_в}{2}, \qquad (2.21)$$

где $t_г$ и t_0, $t_в$ и $t_{пр}$ - температуры теплоносителя и воздуха на входе и выходе из калорифера, ^{0}С.

Для гладкотрубных, пластинчатых и других калориферов зависимости коэффициентов теплопередачи k и потери давления ΔР при проходе воздуха через один ряд могут быть найдены из зависимостей:

для пара $$k_1 = A_1(\rho Vg)^{n_1}; \qquad (2.22)$$

для воды $$k_2 = A_2(\rho Vg)^{n_2} w^{n_2}; \qquad (2.23)$$

потери давления $$\Delta P = A_3(\rho Vg)^n, \qquad (2.24)$$

где ρVg - весовая скорость воздуха в живом сечении калорифера, кгм^2/с; w - скорость воды в трубках, м/с. Для калориферов, выпускаемых промышленностью на рис.2.20 и рис.2.21 приведены зависимости k и ΔР, полученные опытным путем.

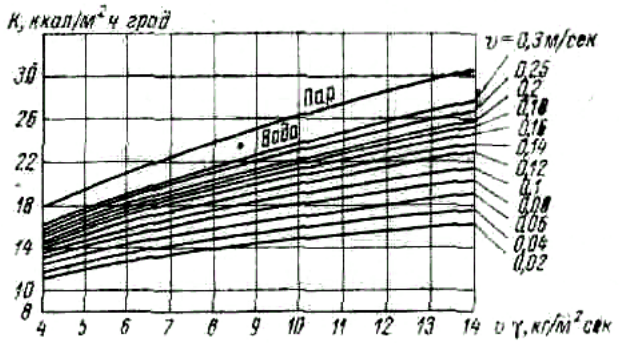


Рис. 2.20. Коэффициенты теплопередачи калориферов

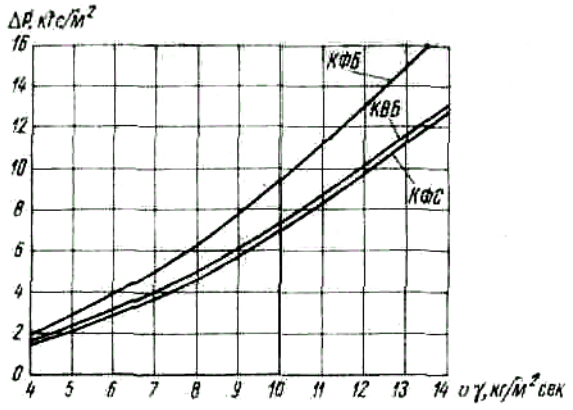


Рис. 2.21. Потери давления при протекании воздуха через один ряд калориферов

2.7. Способы очистки пыли от воздуха

Санитарно-гигиенические службы предъявляют достаточно жесткие требования к качеству воздуха, подаваемого приточной вентиляцией в помещение. Поэтому процесс вентиляции включает в себя такую операцию как очистка и дезинфекция воздуха и уничтожение запахов (дезодорация), а кроме нагревания

включает в себя охлаждение, увлажнение и осушку.

Атмосферный воздух содержит в себе пыль (до 10мк) различного происхождения. Технологические процессы различных промышленных производств также могут сопровождаться выделением пыли.

Пыль - это мельчайшие твердые частицы веществ, рассеянные в воздухе. Запыленный воздух часто называют дисперсным, а взвешенные в воздухе мельчайшие частицы аэрозолями. Частицы, выпавшие из воздуха, называют аэрогелями. Важнейшей характеристикой пыли называют дисперсность или степень ее измельчения. При подборе средств очистки воздуха от пыли, размеры последней имеют существенной значение. Для выявления дисперсного состава пыли применяют следующие способы дисперсного анализа, таблица 2.

Таблица 2.

степень очистки	конечное содержание пыли в воздухе, мг/м^3
тонкая	1 - 2
средняя	40 - 50
грубая	более 50

Индивидуальное изучение пыли: микроскопический и ультрамикроскопический; анализ методом прямого и косвенного измерения частиц крупнее 0,2 - 0,3 мк.

Способ механического разделения частиц с помощью сит или фильтров применяется для определения содержания пыли крупнее 50 - 60 микрон.

Способ седиментации - основан на принципе различной скорости падения (витания) частиц в зависимости от их размеров от 1 до 100 мк в спокойной жидкой среде.

Динамический способ - витания основан на принципе различной скорости падения в зависимости от различного размера частиц от 2 до 10 мк.

Устройства очистки позволяют достичь различной степени удаления различных по размеру фракций и классифицируются как грубая, средняя и тонкая очистки. В системах приточной вентиляции применяют тонкую очистку для фильтрации атмосферного воздуха. Грубая и средняя очистки применяются в вытяжных системах для предотвращения загрязнения воздуха промышленными выбросами.

Наиболее простым устройством очистки воздуха от пыли являются пылеосадочные камеры.

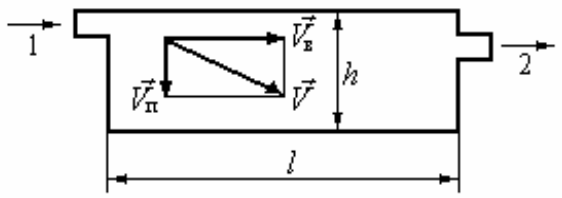


Рис. 2.22. Простейшая пылеосадочная камера; 1 - вход; 2 - выход

Пыль будет выпадать, если время t прохождения длины камеры l будет больше времени падения пыли с высоты h

$$t = \frac{h}{V_{\text{п}}} = \frac{l}{V_{\text{в}}}$$

откуда

$$l = \frac{V_{\text{в}} h}{V_{\text{п}}}. \qquad (2.25)$$

Сопротивление падающих пылинок определяется их аэродинамикой: скоростью витания (падения), площадью миделева сечения (проекция тела на плоскость перпендикулярную среднерасходной скорости потока)

$$\Delta P_c = kF \frac{\rho^2 V_{\text{п}}}{2}, \qquad (2.26)$$

где k - коэффициент сопротивления падающей пылинки; F - миделева площадь, м^2.

Скорость падения пылинки можно рассчитать, сделав предположение о равенстве силы динамического напора силе тяжести пылинки

$$\frac{\pi d_{\text{п}}^3 \left(\rho_{\text{п}} - \rho_{\text{в}}\right)}{6} = k \frac{\pi d^2}{4} \frac{\rho V_{\text{п}}^2}{2}, \qquad (2.27)$$

предполагая ее сферической, может быть найдена из зависимости (2.27). Существует предположение, что падение пылинок происходит при числах Рейнольдса $\text{Re}_{fd\kappa} < 1{,}0$ (профессор С. Е. Бутаков). Тогда зависимость (2.27) может быть сведена к выражению

$$V_{\text{п}} = \frac{\left(\rho_{\text{п}} - \rho_{\text{в}}\right)}{18\mu} d_{\text{п}} \approx \frac{\rho_{\text{п}} d_{\text{п}}^2}{18\mu}. \qquad (2.28)$$

Течение воздуха в камере систем вентиляции обычно не выходит за пределы ламинарного режима

$$\text{Re}_{fd\kappa} = \frac{d_{\text{к}} V_{\text{в}}}{\nu} = 2000 \div 2300, \qquad (2.29)$$

где в (2.28) и (2.29) μ, ν - динамическая и кинематическая вязкости; $V_{\text{в}}$ - скорость воздуха; d - эквивалентный диаметр.

Для камеры прямоугольного профиля $d_{\text{к}} = \left(bh\right)/2\left(b + h\right)$, где b, h - основание и высота прямоугольной камеры.

Тогда (2.29) принимает вид

$$\text{Re}_{fd\kappa} = \frac{2bh}{\left(b + h\right)} \frac{V_{\text{в}}}{\nu}. \qquad (2.30)$$

Эффективность очистки определяется коэффициентом

$$\eta_{\text{э}} = \frac{n_0 - n}{n_0}, \qquad (2.31)$$

где n_0, n - концентрации пыли до и после очистки, мг/м^3.

2.8. Элементы конструкции пылеочистительных фильтрационных устройств

Способ очистки пыли и конкретная конструкция фильтрационного устройства должны быть согласованы с характеристиками пыли и концентрацией ее в очищенном воздухе. Если требования по очистке достаточно высоки, то обычно применяют ступенчатую очистку. При относительно малых скоростях течения воздуха удовлетворительную очистку обеспечивают тканевые и бумажные фильтры. Их недостаток - большие габариты. Они требуют периодической замены фильтрующего элемента.

Часто устанавливают орошаемые фильтры, в которых в качестве наполнителя используется насадка в виде фарфоровых колец или гравия, смачиваемых жидкостью. Запыленный воздух обычно движется снизу вверх в противоток орошающей жидкости (обычно вода). Степень очистки воздуха от пыли в орошаемых фильтрах зависит от плотности орошения, определяемой количеством жидкости, приходящейся на 1 м^2 поверхности насадки в плане за 1 час; толщины насадочного слоя, скорости движения запыленного воздуха, рис.2.23.

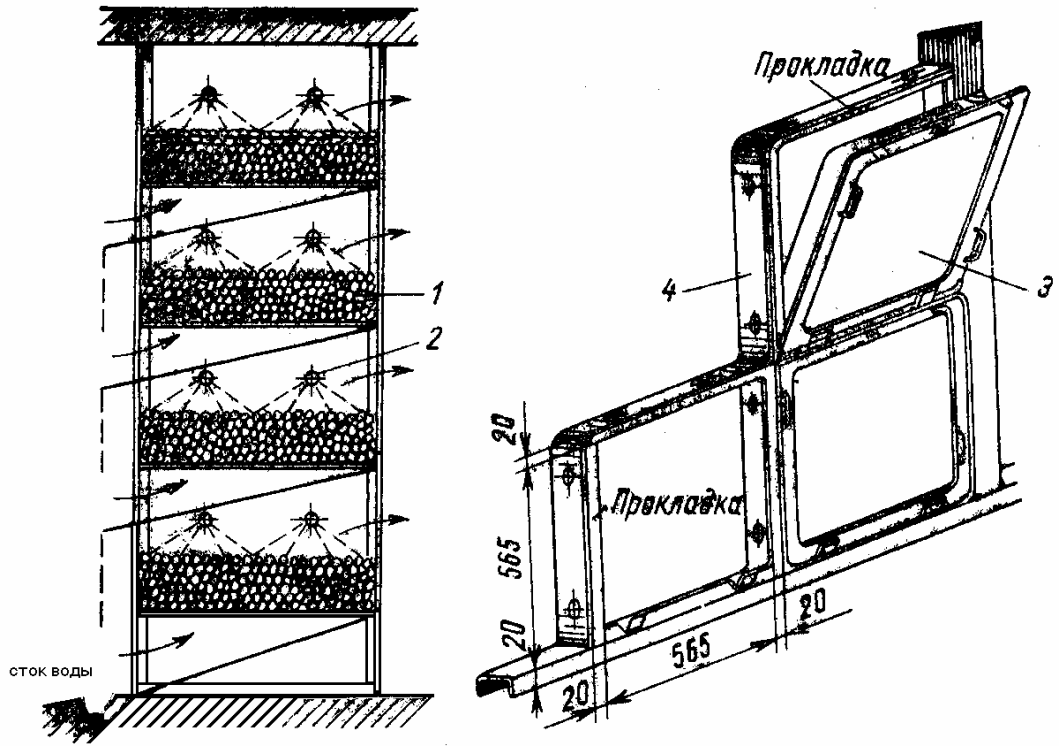


Рис. 2.23. Наполнительный и масляный фильтры
1 – наполнитель; 2 - дырчатые трубы или форсунки орошения; 3 – ячейки масляного фильтра; 4 – каркас из уголков.

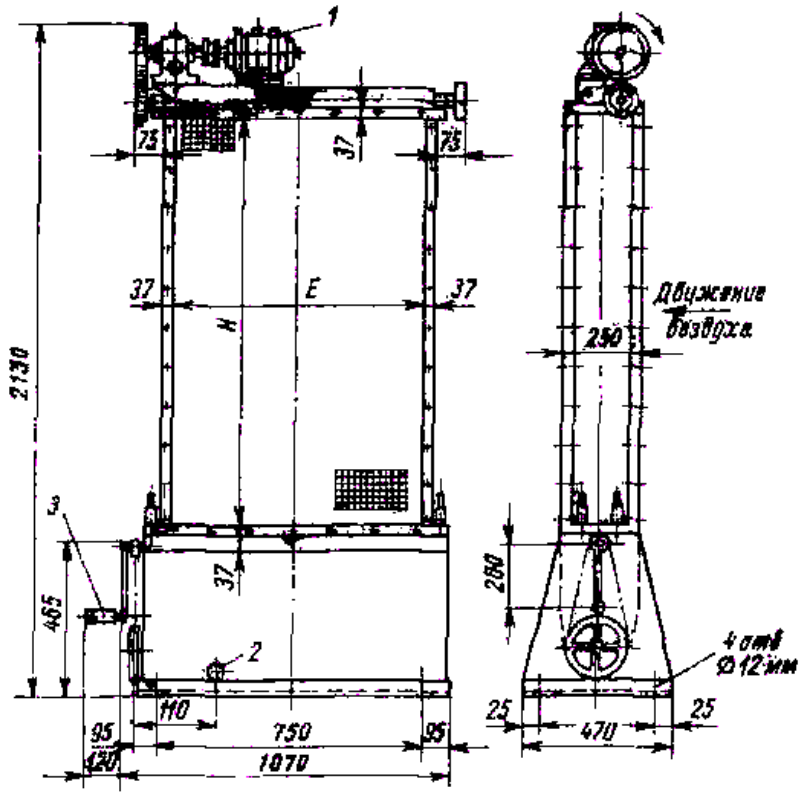


Рис. 2.24 Самоочищающийся сетчатый вращающийся фильтр
1 – электродвигатель с редуктором; 2 – труба опорожнения масляной ванны; 3 – рукоять для взмучивания масляного шлама перед опорожнением.

В качестве устройств очистки воздуха от пыли могут применяться циклоны, рис.2.24. При движении закрученного потока газа на пылинки оказывают действие центробежные силы, которые могут по своей интенсивности превзойти поверхностные силы, обусловленные наличием радиального градиента давления, направленного к оси. В этом случае пыль будет перемещаться к поверхности циклона и в процессе трения, теряя скорость под действием силы тяжести, она будет оседать по стенкам в корпусе 3. Очищенный воздух отводится через центральную трубу 2. Загрязненный воздух подводится в верхней части циклона в его кольцевую полость 1. Зонт 4 предотвращает опрокидывающее действие ветра. Для повышения степени очистки в циклонах часто разбрызгивают влагу, создавая на поверхности жидкую пелену, рис.2.25.

Величину центробежной силы можно оценить зависимостью

$$P_{\text{п}} = \frac{mu^2}{R}, \qquad (2.32)$$

где u - окружная скорость пылинок, м/с; m - масса пылинки, кг; R - радиус пылинки, м.

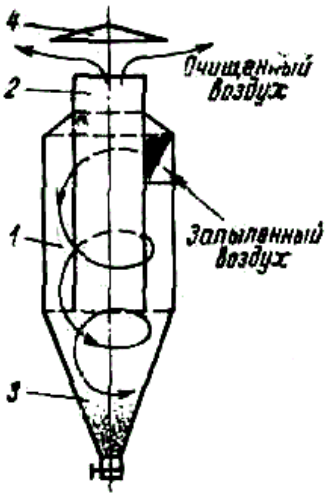


Рис. 2.25.

Лобовое сопротивление вращающейся пылинки

$$P_л = kF\frac{\rho\,\upsilon^2}{2}, \tag{2.33}$$

где k - коэффициент сопротивления (находится из опытов); ρ - плотность воздуха, кг/м^3; F - площадь миделевого сечения, м^2; υ - радиальная составляющая скорости пылинки, м/с.

Пренебрегая силой, создаваемой градиентом давления, запишем условие равновесия пылинки в закрученном потоке очищаемого от пыли воздуха.

$$\frac{mu^2}{2} = kF\frac{\rho\upsilon^2}{2}. \tag{2.34}$$

Из уравнения расхода можно определить скорость пылинки, перемещающейся в тракте циклона

$$\upsilon = Q\Big/\pi\left(R_2^2 - R_1^2\right). \tag{2.35}$$

Зная скорость пылинки и длину траектории ее движения, можно определить основные геометрические размеры циклона. Найдем его высоту

$$H_ц = \sqrt{\frac{4{,}5\mu gQ}{d_п^2\pi^3 n^2\rho_п\left(R_2^2 - R_1^2\right)}\ln\frac{R_2}{R_1}}. \tag{2.36}$$

По размерам циклона и зависимости (2.35) минимальный диаметр, осаждаемый циклоном равен

$$d_п = \sqrt{\frac{4{,}5\mu gQ}{H_ц^2\pi^3 n^2\rho_п\left(R_2^2 - R_1^2\right)}\ln\frac{R_2}{R_1}}, \tag{2.37}$$

где R_2, R_1 - соответственно большой и малый радиусы кольцевой камеры циклона, м; частота вращения потока воздуха.

Существует множество других типов фильтров, многие из которых имеют специальное предназначение. Например, рукавные, масляные, пенные, промы-

вочные, озонирующие и другие типы фильтров.

3. Основы кондиционирования воздуха в помещениях

3.1. Принципы устройства установок кондиционирования воздуха

Системы кондиционирования - устройства подготовки воздушной среды, обеспечивающие воздуху помещения или любого другого объема обособленного от окружающей среды ограждениями, свойства, независимые от параметров воздуха вне помещения (ограниченного объема). К обусловленным санитарно-гигиеническими требованиями свойствам воздуха в помещении относятся: температура, влажность, чистота, а в некоторых случаях и его состав наиболее благоприятствующие пребыванию в этой среде человека. В некоторых технологических процессах требования кондиционирования предъявляются условиями достижения необходимого качества производственной продукции.

Основными процессами, осуществляемыми в системах кондиционирования, являются нагрев, увлажнение, охлаждение, осушка, очистка. В некоторых случаях необходимо осуществлять дезодорацию, ионизацию воздуха и восстановление его химического состава.

В 30-е годы прошедшего столетия системы кондиционирования появились на самолетах с негерметичными кабинами и в основном включали в себя теплообменники с устройствами подогрева воздуха и кислородные приборы для дыхания экипажа.

Начиная с 40-х годов, начали применять герметичные кабины в связи с ростом высоты и скорости полета. Системы кондиционирования стали оснащаться турбохолодильниками, регуляторами расхода и скорости воздуха, измерителями темпа изменения давления в кабине, генераторами тепла и нейтральными газами различного рода элементами системы регулирования и управления кондиционированием.

Современная система кондиционирования воздуха летательных аппаратов, обеспечивающая необходимые условия для жизни и деятельности людей, находящихся в корабле, а также для нормального функционирования бортового оборудования, достаточно сложна, в состав которой входит более 500 различных устройств.

Обычно микроклимат в помещении назначают исходя из санитарно-гигиенических требований и технологических условий функционирования оборудования.

Кондиционирующая установка должна быть рассчитана таким образом, чтобы при изменении параметров окружающей среды в их предельных отклонениях обеспечить поддержание значений параметров воздуха в помещении в допустимых пределах. При этом процесс обработки приточного воздуха должен быть наиболее экономичным, а автоматическое регулирование достаточно простым.

Обычно системы кондиционирования воздуха (СКВ) выполняются центральными или местными. В центральных СКВ процесс воздухоподготовки осуществляется в одном агрегате – кондиционере, а подготовленный воздух по системе воздуховодов разводится в несколько кондиционируемых помещений (объектов). В местных СКВ кондиционер располагается непосредственно на местах в каждом помещении.

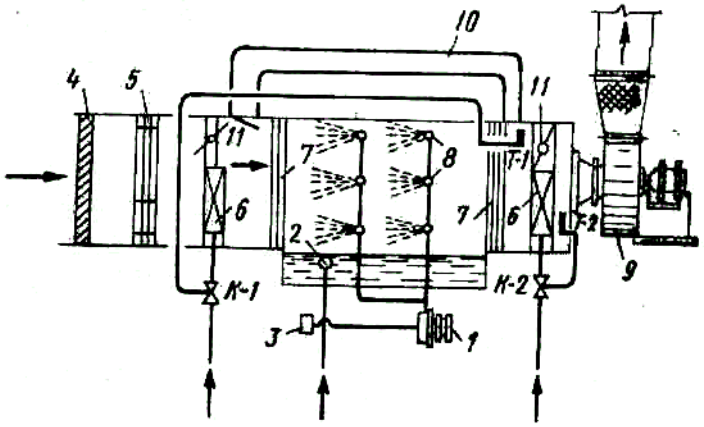


Рис. 3.1 Простейшая схема центрального кондиционера
1 – насос; 2 – фильтр; 3 – трехходовой клапан; 4 – жалюзи; 5 – фильтр для воздуха;
6 – калорифер; 7 – сепаратор; 8 – форсунки; 9 – вентилятор;
10 – обходной канал (байпас); 11 – обходные клапаны.

Принципиальная схема центрального кондиционера, выпускаемого промышленностью, показана на рис.3.1. В форсуночной камере вода, нагнетаемая насосом 1, проходя через фильтр 2, она поступает с форсунки 8, которая распыляет ее по всему объему. Расход воды регулируется трехходовым автоматическим клапаном 3. В зимний период времени наружный воздух поступает через жалюзи 4, очищается в фильтре 5, подогревается в калорифере первого подогрева 6. После равномерного распределения поступающего воздуха в первом сепараторе – каплеуловителе 7 воздух из дождевого пространства проходит через второй сепаратор 7 ко второму калориферу 6 второго подогрева. Подготовленный воздух подается в помещение.

В летний период времени калориферы выключаются. Наружный воздух частично направляется в оросительную камеру, а частично через обходной канал (байпас) 10 на подмешивание к воздуху, прошедшему орошение. Расход байпасного воздуха регулируется клапаном 11.

В качестве примера исполнения местного кондиционирования можно привести пример выпускавшегося комнатного кондиционера “Азербайджан” (рис.3.2). Кондиционер состоит из двух отсеков – воздухо-охлаждающего и машинно-конденсаторного. Устанавливается кондиционер в нижней части окна или в стенном проеме так, чтобы машинно-конденсаторный отсек находился с наружной стороны.

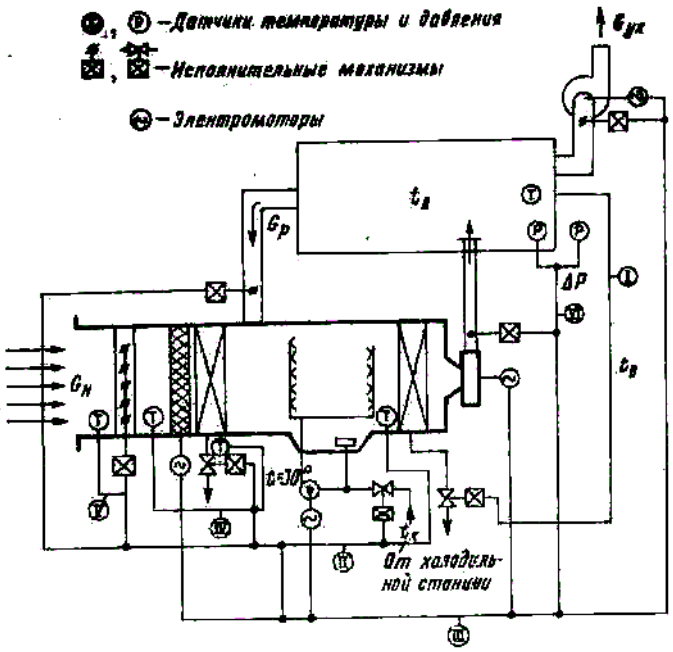


Рис 3.2 Схема автоматизации системы КВ
I – регулирование $t_в$ помещения; II – температура $t_{тр}$ (за форсуночной камерой); III – расходы воздуха; IV – предупреждение замораживания калориферов первой ступени; V – перепады давлений во внутреннем и наружном воздухе; VI – действие приточного и вытяжного вентиляторов и фильтра.

Его производительность по воздуху – 450м^3/ч; холодопроизводительность – 1750 – 2980 Вт; максимальная потребная мощность 1,2 кВт; масса кондиционера 85 кг.

В автономных кондиционерах холод вырабатывается встроенными в него холодильными агрегатами.

При проектировании установок систем кондиционирования или при их подборе из числа серийно выпускаемых промышленностью требуется составление термовлажностных балансов, в которых должны быть учтены все факторы, оказывающие влияние на изменение состояния приточного воздуха при его транспортировке от кондиционера до помещения.

На базе термовлажностного расчета баланса влаги и тепла определяют тепловую нагрузку для зимнего периода и потребную холодопроизводительность для летнего. В соответствии с этими величинами определяют потребный расход приточного воздуха с учетом допускаемых санитарно-гигиеническими нормами перепадов температур Δt. На основе этого находят необходимые мощности тепло- и холодоприготавляющих установок системы кондиционирования.

Наиболее проработанными и сложными являются системы кондиционирования, входящие в состав системы жизнеобеспечения. Это относится прежде всего к летательным аппаратам (самолеты, космические объекты), подводным лодкам; систем, устанавливаемым в подземных выработках. В качестве примера приведем описанную в источнике [8] систему кондиционирования летательного аппарата.

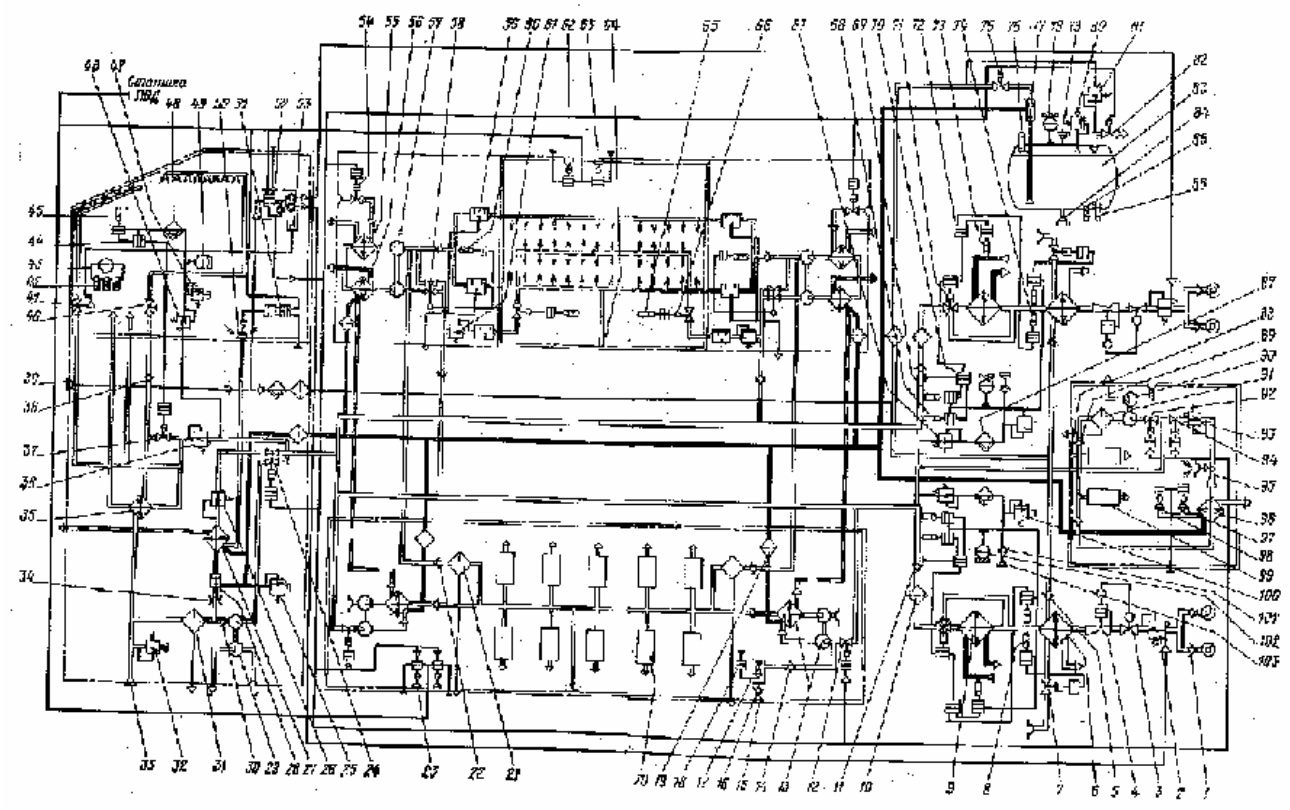


Рис 3.3 Схема системы кондиционирования воздуха летательного аппарата холодильными агрегатами.

Система кондиционирования летательного аппарата несет ответственность за создание жизнеобеспечивающих комфортных условий при высотных полетах характеризующихся существенно разреженной атмосферой и весьма низкими отрицательными температурами (~ - 40 ^{0}C). В то же время при предвзлетной подготовке лайнера в аэропортах, особенно в южных широтах, температура в салоне размещения пассажиров и в кабине пилотов температурные условия невыносимо высоки, если отсутствует или не функционирует система кондиционирования. Высокая ответственность этой системы, а также необходимость обеспечения достаточной надежности и эффективности, многофункциональности и многорежимности. Это привело, как видно из схемы, к чрезвычайному усложнению их конструкции. В современную систему кондиционирования летательного аппарата входит более 500 разных машин, агрегатов, аппаратов, устройств и приборов, в совокупности обеспечивающих необходимые жизненные условия для пассажиров и экипажа в местах их размещения, а также функционирования бортовой аппаратуры.

Сжатый воздух от компрессоров двигателей летательных аппаратов подается к системе кондиционирования по двум автономным трубопроводам с установленными на них обратными клапанами 1. Это позволяет устранить утечку сжатого воздуха при остановке любого из двух двигателей.

Регулировочные запорные краны 2 позволяют регулировать давление в магистралях системы и отключать подачу воздуха по одной из линий в случае неисправности на ней.

Употребление сжатого воздуха дозируется регуляторами расхода с исполнительными механизмами 3 и датчиками массового расхода 4. Воздухо-воздушные теплообменные аппараты 6 и топливовоздушные – 9 обеспечивают первичное охлаждение кабинного воздуха воздухом встречного скоростного потока и топливом. Воздушные фильтры 10 призваны обеспечить очистку воздуха, поступающего на кондиционирование. Система регулирования температуры в трубопроводах левой и правой линий включает в себя: регулирующие заслонки 7, которые по команде датчиков 8 температуры, путем изменения расхода охлаждающего воздуха, поддерживают заданную температуру на выходе из воздухо-воздушных теплообменников 6; регулирующие устройства с пневмоприводом 71, поддерживающие с помощью датчиков давления 70 по команде датчиков температуры 68 и 69 в зависимости от давления в трубопроводе ту или иную температуру за топливовоздушными теплообменниками; регулирующие устройства, которые с помощью блоков 72 управления по команде датчиков 73 и 74 перепускают охлаждаемый воздух мимо топливовоздушных теплообменников, если температура топлива превышает температуру охлаждаемого воздуха. Пневмопитание системы регулирования температуры в трубопроводах осуществляется воздухом, забираемым из трубопроводов через регуляторы избыточного давления 67 и отстойники 87.

После первичного охлаждения в теплообменниках 6 и 9 воздух направляется на охлаждение хвостовой и основной приборных кабин и на кондиционирование пассажирских кабин и герметической кабины экипажа Воздух, поступающий в хвостовую кабину при открытом кране 92, охлаждается в турбохолодильнике 90 и, пройдя водоотделитель 91, поступает на охлаждение блоков оборудования 69. Однако на больших высотах турбохолодильник 90 работать не может из-за уменьшения нагрузки тормозного вентилятора, прокачивающего забортный воздух. Поэтому система охлаждения хвостовой кабины автоматически переключается на высотный режим охлаждения. Кран 92 закрывается, а кран 94 открывается, и воздух, пройдя регулятор давления 93, попадает в эжектор 95, засасывая дополнительное количество воздуха из кабины, и затем после охлаждения в воздушно-испарительном теплообменнике 96 направляется на охлаждение оборудования Часть использованного воздуха, выходящего из блоков оборудования, вновь засасывается в эжектор, а другая часть выпускается через регулятор давления 97 в продувочную полость теплообменника 96, куда одновременно подается вода для охлаждения воздуха, поступающего в кабину, Из продувочной полости теплообменника 96 паро-воздушная смесь выбрасывается в атмосферу.

Воздух для пассажирских кабин поступает в две турбокомпрессорные холодильные установки, состоящие из турбокомпрессора 57, воздухо-воздушных теплообменников 55 и воздушно-испарительных теплообменников 56. Теплообменники 55 охлаждают воздух, выходящий из компрессора, воздухом встречного скоростного потока на малой высоте полета при открытых кранах 54. На этих режимах часть воздуха отбирается после турбины на охлаждение

основной приборной кабины, а другая часть, пройдя глушители 59, направляется в разводку трубопроводов пассажирских кабин. Теплообменник 56 обеспечивает охлаждение воздуха водой и паро-воздушной смесью, выходящей из турбовентиляторных установок 13 приборной кабины на высотных режимах полета.

Температура охлажденного воздуха регулируется путем подмешивания горячего воздуха с помощью двухканальных распределительных заслонок 58, управляемых по сигналам датчиков температуры 60. Комфортная температура в кабине устанавливается регулированием дополнительной подачи горячего воздуха по отдельному трубопроводу, размещенному в нижней части кабины. Горячий воздух подается через заслонки 66, работающие по командам датчиков температуры 65. Давление в пассажирской кабине регулируется с помощью регулятора давления 62. Защита кабин от давления, превышающего предельно допустимое давление, и от обратного перепада давлений при снижении летательного аппарата осуществляется предохранительным клапаном 63.

На малой высоте полета воздух для охлаждения в приборной кабине блоков 20 электронного оборудования поступает от турбокомпрессорных установок пассажирской кабины. На высотном режиме выпускные клапаны 23 регуляторов давления в приборной кабине закрываются, перекрывные заслонки 12 открываются и включаются две турбовентиляторные холодильные установки 13. С помощью регулятора абсолютного давления 18 и клапана 17 осуществляется наддув кабин, в результате чего прекращается поступление воздуха от турбокомпрессора 57. Охлаждение приборной кабины на этом режиме происходит следующим образом. Воздух забирается из кабины вентиляторами 13, охлаждается в воздушно-испарительных теплообменниках и затем по разводке трубопроводов направляется на охлаждение блоков 20 электронного оборудования. Нагретый воздух, выходящий из блоков в кабину, вновь засасывается вентиляторами. Таким образом, осуществляется замкнутая циркуляция охлаждающего воздуха в кабине.

В качестве привода вентиляторов используются воздушные турбины, воздух

после которых попадает в продувочную полость воздушно-испарительных

теплообменников, а затем паро-воздушная смесь направляется в теплообмен-

ники 56 для вторичного использования.

Воздух, поступающий в гермокабину на малой высоте, охлаждается с помощью турбохолодильника 29, а на большой – с помощью воздушно-испарительного теплообменника 27 и увлажнительною устройства 28. После охлаждения воздух проходит водоотделитель 31 и направляется в гермокабину, предварительно охладив в воздухо-воздушном теплообменнике 35 воздух, предназначенный для скафандров экипажа. Переключение режимов охлаж-

дения осуществляется с помощью распределительного крана 24. Температура в герметической кабине регулируется с помощью подмешивания регулирующей заслонкой 37 горячего воздуха. Заслонка работает по сигналам датчика 45 температуры, которые обрабатываются в блоке управления 44. Изменение давления воздуха в кабине обеспечивается регулятором давления 51 с выпускным клапаном 50.

Подсистема ручного и автоматического управления включает в себя блок 52, обеспечивающий:

1. ручное включение и выключение подачи воздуха в систему кондиционирования от левой или правой линий путем подачи управляющих сигналов на регуляторы давления - запорные краны 2;
2. ручное или автоматическое переключение режимов охлаждения подачей управляющих сигналов на закрытие клапанов 23 регуляторов давления, на перекрывные заслонки 12 и краны 24, 54, 92, 94, 75 и 82.

Подсистема подачи воды состоит из: емкости 83 с датчиками - сигнализаторами уровня 76 и 86, заправочной горловины 79 со сливным штуцером 84 и предохранительным клапаном 80, приемника температуры 85, датчика давления 78, регулятора давления 81, перекрывных кранов 75 и 82, трехканального обратного клапана 77, трубопроводов с водяными фильтрами 19 и разгрузочного клапана 25.

На малых высотах полета вода в систему не поступает. Водяные магистрали продуваются подогретым воздухом. Краны 75 и 85 открыты. Емкость для хладагента разгерметизирована. На больших высотах полета краны 75 и 85 по сигналу от блока управления 52 закрываются. Емкость 83, заполненная водой, наддувается с помощью регулятора давления 81, и вода подается к воздушно-испарительным ТА. При снижении летательного аппарата краны 75 и 82 открываются и подача воды прекращается. Водные магистрали продуваются подогретым воздухом.

Обратные клапаны 5, 11, 16, 22, 30, 89 и 101 обеспечивают проток воздуха только в одном напрвлении. Наземная проверка системы наддува кабин осуществляется штуцерами 15 и 103. Наземное кондиционирование осуществляется штуцерами 33, 64 и 88. Наземная проверка кондиционирования осуществляется штуцером 39. Для управления давлением в систему введены регуляторы избыточного давления 26, 36, 46 и 61. Предохранительные клапаны 32, 47, 93 и 100 осуществляют защиту системы от разрушения совместно с датчиками 49 и 102. Регулирование подачи воздуха осуществляется ручным и автоматическим перерывными кранами 40 и 41, трубкой ограничения расхода воздуха 34 и выпускным клапаном 50. Приемник и измеритель с задатчиками температуры 42 и 43 контролируют и поддерживают необходимый режим. В подсистеме осушки воздуха имеются водоотделитель и отстойник 21 и 48.Все перечисленное не является полным списком элементов, входящих в систему кондиционирования. Что позволяет сделать вывод о сложности этой системы жизнеобеспечения на современных лайнерах.

3.2 Элементы устройств систем кондиционирования

Приведенная выше схема дает наглядное представление о сложности и об обилии элементов устройств входящих в систему кондиционирования важных объектов. Одними из основных являются теплообменные аппараты, рассмотренные в цикле тепломассообменные аппараты и устройства. В этом разделе курса целесообразно в виду ограниченности объема рассмотреть лишь элементы характерные для систем кондиционирования в большей степени.

3.2.1 Увлажнение воздуха

Для обеспечения комфортных условий человеку, находящемуся в ограниченном объеме некоторого помещения, требуется воздух определенной влажности. Если речь идет о кабине пилотов или о салоне пассажиров, то в соответствии с нормами летной годности лайнеров влажность воздуха в них должна быть не менее 25%. На крейсерских режимах полета $8...11 \cdot 10^3$ м, влажность наружнего воздуха меняется в пределах от 2,5 до 6,2%. Таким образом воздухообмен в кабине должен сопровождаться подогревом и увлажнением. Для поддержания влажности в систему вводятся специальные увлажнительные устройства. Перечислим основные требования к увлажнителям.

Увлажнитель должен поддерживать относительную влажность не менее 25% при абсолютном давлении 0,0785...0,0893 МПа и температура воздуха $20 \pm 2\ ^0$C.

Для увлажнения должна применяться питьевая вода. Выброс капельной влаги не более 20 г/ч. Уровень шума на расстоянии 1м от увлажнителя не более 70 дБ.

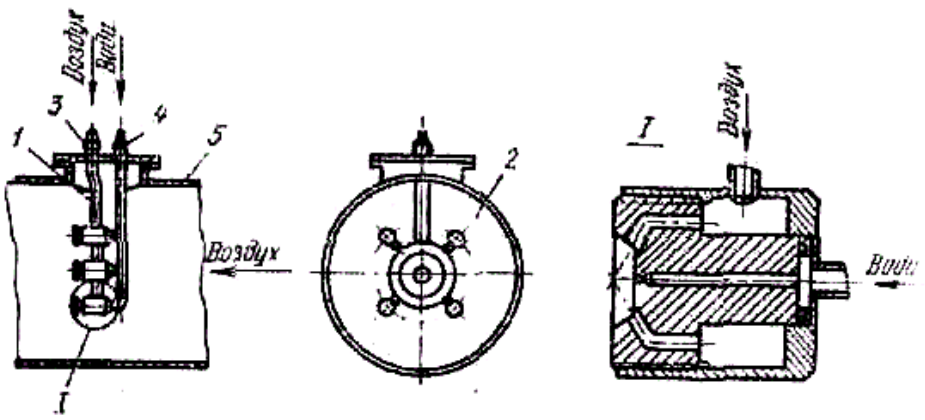


Рис. 3.4 Форсуночный увлажнитель
1 – колонка подачи воздуха и воды; 2 – форсунки; 3,4 – штуцера; 5 - воздухопровод

Применяются различные схемы увлажнителей: форсуночные барботажные, электрические тепловые, оросительные. Рассмотрим конструкцию одного из форсуночных увлажнителей [4]. Он представляет собой колонку с двумя трубками для подачи воздуха и воды рис.3.4, переходящими в кольцеобразные трубки, на каждой из которых расположены четыре форсунки 2, а пятая расположена в центре. Увлажнитель воздуха устанавливается в воздушной магистрали 5. Вода поступает в центральный канал форсунки и распыливается в мелкодисперсный туман сжатым воздухом, поступающим через два боковых отверстия, направленных навстречу друг другу, с углом между осями в 120^0.

Технические характеристики увлажнителя:

- расход воды при напоре воды на входе 0,113 МПа 17 ± 2 кг/ч;
- количество увлажняемого воздуха 2600 ± 100 кг/ч;
- температура увлажняемого воздуха на входе 30...35 ^{0}C;
- количество испарившейся воды составляет не менее 80% от расхода.

Могут использоваться и другие типы пневматических распылителей, например, трубка Вентури.

Пневматические форсунки в зависимости от давления подаваемого воздуха подразделяются на форсунки высокого (30...50 кПа) и низкого (менее 10 кПа) напора. Расход воздуха в форсунках высокого напора 0,3...1,0 кг/кг жидкости, в форсунках низкого напора значительно выше 4...10 кг/кг.

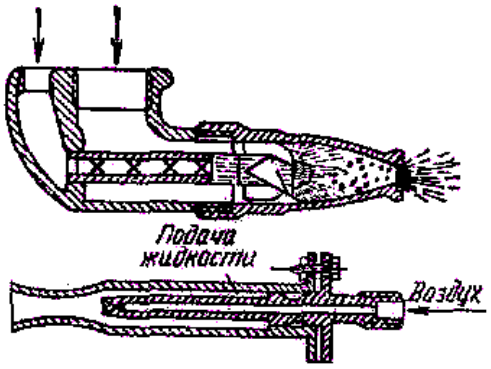


Рис. 3.5 Пневматическая форсунка внутреннего смешения.

По способу смешения жидкости с воздухом пневматические форсунки разделяются на форсунки внутреннего и внешнего смешения. Выходные сопла форсунок внутреннего смешения [4] рис.3.5 выполняют как расширяющимися, так и суживающимися. В первых скорость газа при наличии соответствующего перепада выше критической и дисперсность факела выше. В пневмофорсунках внешнего смешения (рис.3.6,а) жидкость распыливается вне корпуса форсунки. Форсунки такого типа часто выполняются закруткой потока сжатого воздуха (рис.3.6,б), в результате этого вращающийся конусообразный вихрь имеет вершину вне сопла. Эта вершина одновременно является острием конуса факела, который является широким и коротким.

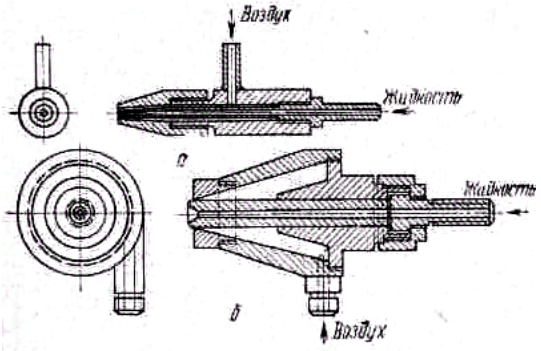


Рис. 3.6 Пневматическая форсунка внешнего смешения а – форсунка внешнего смешения; б – то же с тангенциальной подачей воздуха.

Качество распыла пневматическими форсунками определяется скоростью истечения воздуха из сопла форсунки, физическими свойствами воздуха и жидкости, геометрическими размерами форсунки, соотношением расхода воздуха и жидкости.

Из анализа устойчивости струй распыливаемой жидкости, получены соотношения в критериальной форме, позволяющие рассчитать средний диаметр капель в факеле распыленной жидкости при $(\mu')^2 / \rho\sigma d_ф > 0{,}5$ [4]

$$(d_{ср}/d_{тм})(\rho w_0^2 d_{тм}/\sigma)^{0,45} = A_0 + 0{,}94[(\mu')^2/(\rho'\sigma d_{тм})]^{0,28}$$

$$(d_{-р}/d_{тм})(\rho w_0^2 d_{тм}/\sigma)^{0,45} = A_0 + 1{,}24[(\mu')^2/(\rho'\sigma d_{тм})]^{0,62}$$

При распыливании вязких жидкостей пневмофорсунки или при помощи трубки Вентури для расчета среднего объемно-поверхностного диаметра (мм) капель в факеле распыла можно использовать следующее эмпирическое уравнение

$$\bar{d} = (583/u)\sqrt{\sigma/\rho'} + 1{,}5(\mu'/\rho'\sigma)^{0,45} \cdot (1000 Q_c/Q_e)^{1,5},$$

где u - относительная скорость газа; $Q_ж$, Q_B - секундные расходы жидкости и воздуха; σ - коэффициент поверхностного натяжения; ρ' - плотность жидкости; ρ - плотность газа; μ' - динамическая вязкость жидкости; $d_{ср}$ - средний диаметр капель в факеле; $d_{тм}$ - диаметр выходного отверстия сопла форсунки; w_0 - скорость истечения или осевая скорость жидкости в выходном сечении сопла; A_0 - коэффициент, зависящий от конструкции форсунки.

Распыливание жидкости механическими форсунками обеспечивается подачей распыливаемой субстанции под сравнительно высоким давлением. Обычно жидкость в камеру подают по касательной, придавая ей окружную составляющую скорости. Истекая из форсунки через центральное сопловое отверстие струя за счет неустойчивости, приводящей к нестационарным колебаниям разрушающим струю.

Пренебрегая вязкостными потерями расход жидкости через форсунку равен

$$G = \varphi_c \sqrt{2\Delta m/\rho'} \ ,$$

а скорость истечения с учетом несжимаемости

$$w_0 = \varphi_c \sqrt{2\Delta m/\rho'},$$

где G - расход жидкости, м ^{3}/с; F_c - площадь сечения выходного отверстия сопла форсунки, м ^{2}; φ_c - коэффициент скорости сопла, коэффициент расхода через сопло; ΔP - полный напор, Па.

Коэффициент расхода, как показывают опыты, изменяется в пределах $0{,}95 \le \varphi_c < 1{,}0$.

При распыливании маловязких жидкостей фактором, определяющим дисперсность факела распыла, является давление среды, в которую осуществляется истечение.

Максимальный диаметр капель в факеле при этом может быть найден по зависимости

$$d_0 = \frac{k\delta\sigma}{\rho' w_0^2}, \tag{3.1}$$

где k - коэффициент, зависящий от свойств жидкости, для воды $k = 2{,}5$.

Средний диаметр капель в факеле распыла можно рассчитать из соотношения

$$\frac{d_{ср}}{d_0} = 47{,}8A^{-0{,}6}\left[\frac{\rho'\sigma d_ф}{(\mu')^2}\right]^{0{,}1} \cdot \frac{\nu'}{w_0 d_ф}, \tag{3.2}$$

где ν' - кинематическая вязкость жидкости.

Формпараметр A – геометрическая характеристика форсунки определяется её размерами и некоторыми особенностями конструкции

$$A = \pi R_{вх} r_ф \frac{\cos\Psi}{nf}, \tag{3.3}$$

где $R_{вх}$ - расстояние от оси входного отверстия до оси сопла форсунки; n – число подводящих канавок; f – площадь канавки; Ψ – угол между осью входной струи жидкости в канавке и плоскостью, перпендикулярной к оси форсунки.

Качество распыла характеризуется не только мелкостью капель, но и углом конусности факела и его равномерностью.

Угол конуса факела α – это угол, образованный линиями поверхности конуса распыливания и осью форсунки. Он определяется отношением тангенциальной (окружной) W_φ и осевой W_x составляющими вектора скорости в выходном сечении форсунки [4]

$$tg\alpha = \frac{(1-\varphi)\sqrt{8}}{\left(1-\sqrt{1-\varphi}\right)\sqrt{\varphi^3}}, \tag{3.4}$$

где φ – коэффициент живого сечения форсунки.

При $\mathrm{Re}_{fd} > 3{,}5 \cdot 10^3$ и $(\mu')^2 / \sigma\rho' d_{тм} > 3 \cdot 10^4$ угол распыливания жидкости может быть найден из соотношения

$$tg\theta = tg\alpha \cdot 3{,}05 \cdot 10^{-2} \left(\frac{d_ф}{d_{вх}} \right)^{0,4} \cdot \left[\frac{\sigma \rho' d_ф}{(\mu')^2} \right]^{0,33}, \qquad (3.5)$$

При $\mathrm{Re}_{fd} < 3{,}5 \cdot 10^3$ и $(\mu')^2 / \sigma \rho' d_{тм} > 3 \cdot 10^4$ угол θ зависит от числа Re. В этой области при $A = 4,4$ работает зависимость

$$tg\theta = tg\alpha \cdot 1{,}68 \cdot 10^{-3} \left[\frac{(\mu')^2}{\sigma \rho' d_ф} \right]^{0,25} \cdot \left(\frac{w_0 d_ф}{\nu'} \right)^{0,3}, \qquad (3.6)$$

Мощность, необходимая для прокачки жидкости через механическую форсунку

$$N = \frac{Q \Delta P}{\eta_н}, \qquad (3.7)$$

где ΔP – полный напор, Н/м^2; Q – объёмный расход, м^3/с; $\eta_н$ – КПД насоса.

Преимущества механических форсунок состоят в простоте и компактности, бесшумности работы, энергоэкономичности. Изменяя конструкцию форсунки можно получать различную конфигурацию факела. Однако, у механических форсунок можно отметить и ряд недостатков : чувствительность к засорению, вызванная малыми размерами отверстий сопл, через которые происходит истечение; невозможность регулирования форсунок непосредственно во время работы форсунки; необходимость подачи жидкости под большим давлением , что требует наличия высоконапорных насосов, а это вызывает дополнительные трудности при больших расходах распыливаемой жидкости.

3.2.2. Увлажнители барботажного типа

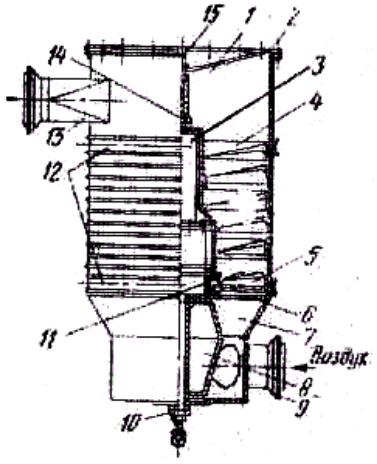


Рис. 3.7 Барботажный увлажнитель

1 – корпус; 2 – крышка; 3 – регулятор уровня; 4 – сепаратор; 5 – ротор; 6 – тарелка перфарированная; 7 – диффузор; 8 – распределитель воздуха; 9 – патрубок входа; 10 – гайка; 11 – втулка; 12 – ложемент; 13 – патрубок выхода; 14 – гайка; 15 – штуцер.

В увлажнителях барботажного типа насыщение воздуха влагой осуществляется в процессе пробулькивания воздуха через слой влаги. Например в барботажном увлажнителе цилиндрического типа отлитом из алюминиевого сплава, в цилиндрической камере которого закреплена перфорированная тарелка 6, к которой приварен диффузор 7 с распределителем воздуха 6. Вдоль вертикальной оси 3 устанавливается регулятор уровня водяного слоя, который крепится гайкой 10 к диффузору 7. К фланцу корпуса 1 болтами крепится крышка 2 со штуцером 15 для подачи воды. Влажный воздух из барботажной увлажнительной камеры отводится через патрубок 13 выхода влажного воздуха. Регулятор уровня воды приварен к нижней части корпуса и в нём установлена (рис.3.7) фторопластовая втулка 11, на которую посажен ротор 5, выполненный в виде крыльчатки из алюминиевого сплава. В цилиндрической части корпуса камеры установлен сепаратор 4, представляющий собой профилированную трубку с радиальными перегородками. Сепаратор к регулятору уровня 3 крепится гайками 14. Сухой воздух поступает через патрубок входа 9, проходит через отверстия в тарелке 6 и барботирует через слой воды, находящейся на тарелке. Вода подается через штуцера 15 в регулятор уровня 3 и через отверстия в поплавковой камере поступает на тарелку. Ротор 5 вращается под действием напора воздуха. в процессе вращения происходит интенсивное перемешивание, в результате которого образуется пенный слой на тарелке. Водовоздушная смесь в сепараторе 4 освобождается от капельной влаги, а увлажнённый воздух через патрубок 13 поступает в кабину.

По данным [4] представленный барботажный увлажнитель имеет следующие технические характеристики:

- расход воздуха 240 кг/ч;
- температура воздуха на входе 60 ^{0}С;
- давление воздуха на входе 0,0785 МПа;
- относительная влажность на входе не менее 85 %;
- максимальный расход воды при напоре 9,8…14,7 составляет 4,5 кг/ч.

3.2.3. Электрические увлажнители

Принцип действия электрического увлажнителя состоит в том, что в воздух для его увлажнения подается вола в паровой фазе. Испарение воды происходит в объёме и с поверхности, например, пористого фитиля обогреваемого электрическим током. Одна из возможных конструкций такого увлажнителя [4] приведена на рис. 3.8.

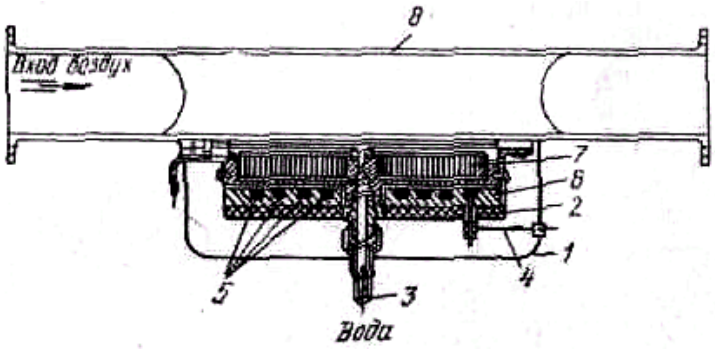


Рис. 3.8 Электрический увлажнитель
1 – камера; 2 – корпус; 3 – трубка; 4 – электропровод питания; 5 – спираль электронагревательная; 6 – плитка керамическая; 7 – фитиль; 8 – воздухопровод.

Устройство для увлажнения воздуха состоит из камеры 1, изготовленной из алюминиевого сплава, корпуса 2, в котором смонтирована электроспираль 5, выполняющая роль электроподогревателя, керамической пластины 6 с выполненными под элементы спирали пазами, асбестового фитиля 7, трубки 3 для подачи воды в увлажнитель. Корпус 2 скреплён с воздуховодом 8. вода по трубке 3 подводится к фитилю и под действием капиллярных сил насыщает его. Насыщенный фитиль подогревается через промежуточную металлическую пластину.

Рассмотрим рабочий процесс увлажнения предполагая адиабатность пространства кондиционирования. Воздух в увлажняемом адиабатном пространстве имеет параметры i_1 , d_1. Предположим, что на каждые 1 кг массы сухого воздуха в пространство поступает 1 кг пара с энтальпией i_n , Дж/кг.

Запишем уравнение баланса энергии при начальной и конечной энтальпии воздуха i_1 и i_2 в виде:

$$i_1 l i_n = i_2 l, \tag{3.8}$$

Уравнение баланса влаги

$$d_1 l + 1000 = d_2 l, \tag{3.9}$$

где d_1 - начальное влагосодержание влажного воздуха, г/кг; d_2 - его конечное влагосодержание, г/кг; l - масса сухого воздуха, приходящегося на 1 кг пара, кг.в/кг.п.

Решая (3.8) и (3.9) совместно, получим

$$i_n = 1000 \frac{i_2 - i_1}{d_2 - d_1}, \tag{3.10}$$

На i,d – диаграмме процесс увлажнения изображается прямой, проходящей через точку, характеризующую начальное состояние увлажняемого воздуха. Угол наклона прямой к линии $i = const$ характеризуется угловым коэффициентом, численно равным i_n (рис. 3.9).

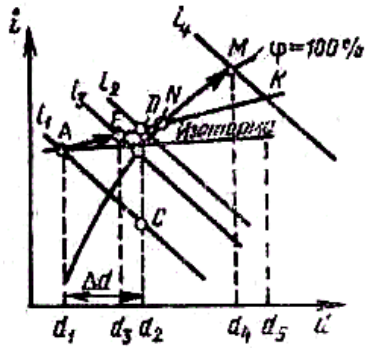


Рис. 3.9. Диаграмма процесса увлажнения воздуха паром

Пусть в камеру объемом V с параметрами воздуха t, φ и p для увлажнения подается сухой насыщенный пар в количестве m_n, кг с давлением p. Рассчитываем конечное состояние увлажнённого воздуха. Найдём массу сухого воздуха $m_c = \rho V$, где ρ – плотность сухого воздуха в помещении. Масса сухого воздуха, приходящегося на 1 кг вводимого пара

$$l = \frac{m_c}{m_n}, \tag{3.11}$$

Наклон прямой увлажнения в i,d – диаграмме может быть найден из выражения (3.10). По начальным параметрам увлажняемого воздуха на i,d – диаграмме находится начальная точка A по параметрам d_1 и i_1. Задаёмся произвольным приращением влагосодержания Δd, тогда новое влагосодержание будет найдено как

$$d_2' = d_1 + \Delta d, \tag{3.12}$$

Тогда

$$\Delta i = \frac{\Delta d \cdot i_n}{1000}, \tag{3.13}$$

От точки A откладывается принятое приращение и определяем точку C на пересечении $d_2' = const$ и $i = const$. От точки C вверх откладывается рассчитанное приращение энтальпии и полученную точку D соединяем прямой с точкой А. Прямая AD – прямая увлажнения. Т. к. угол наклона прямой AD с изотермой незначителен, то очевиден вывод о том, что при увлажнении паром температура увлажняемого воздуха возрастает незначительно при существенном увеличении энтальпии. Конечные параметры воздуха определяются по известным зависимостям.

Влагосодержание $$d_2 = d_1 + \frac{1000}{i}, \tag{3.14}$$

На прямой AD находим точку, соответствующую влагосодержанию dz. Остальные параметры влажного воздуха i_2, t_2, φ_2 берутся из диаграммы. Процесс увлажнения в области $\varphi > 100\%$, требует увеличения доли вводимого пара. Так как энтальпия вводимого пара остается неизменной, то процесс увлажнения будет протекать по той же прямой AD. На прямой AD находим точку K с влагосо-

держанием *du*. Точка *К* расположена ниже кривой $\varphi = 100\%$. Следовательно в смеси будет присутствовать сконденсировавшаяся влага, а энтальпия влажного воздуха уменьшается на величину энтальпии уносимую сконденсировавшейся влагой. Несмотря на простоту увлажнения воздуха паром в системах кондиционирования этот метод используется крайне редко. Это связано с тем, что пар, полученный испарением недистиллированной воды. Имеет специфический неприятный запах.

В некоторых случаях для организации процесса увлажнения может использоваться тепло вторичных энергоресурсов.

3.2.4. Оросительный увлажнитель

Принцип оросительных увлажнителей основан на испарении влагой в увлажняемый воздух с открытых поверхностей. Один из возможных вариантов конструктивного исполнения оросительного увлажнителя, используемого на летательных аппаратах [4] приведен на рисунке 3.10. воздух от источника подачи через редуктор 20 и штуцера 10, 11 непрерывно поступает во вспомогательные полости 8 и 9 под определенным давлением. При этом вода вытесняется из полостей к поверхности трубчатых испарительных элементов 18. Две полусферические крышки 4 и 5, разделенные гибкими диафрагмами 6 и 7, образуют вспомогательные полости 8 и 9 и две рабочие полости 13 и 14. При повышении давления в полостях 8 и 9 включается клапан 17, поддерживающий требуемое давление в полостях. Вода из пор испарительных элементов 18 под действием полхрометрической разности температур испаряется. Скорость испарения воды регулируется автоматически с учетом влажности входящего воздуха, обеспечивая с высокой степенью надежности увлажнение воздуха в кабине.

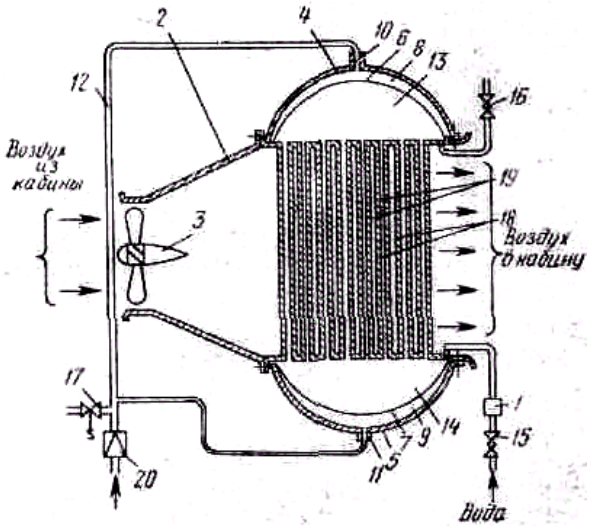


Рис. 3.10. Оросительный увлажнитель
1 – регулятор; 2 – диффузор; 3 – вентилятор; 4,5 – крышки; 6,7 – диафрагмы; 8,9 – полости вспомогательные; 10,11 – штуцера; 12 – трубопровод; 13,14 – полости рабочие; 15,16 – краны; 17 – клапан; 18 – элемент испарительный; 19 – пространство межтрубное; 20 – редуктор.

В редуктор 20 и трубопровод 12 воздух поступает от системы кондиционирования летательного аппарата.

По мере расходования воды полости 8 и 9 увеличиваются в объеме, а рабочие полости 13 и 14 пропорционально уменьшаются. При открытии кранов 15 и 16 вода из внутреннего рабочего объема увлажнителя сливается. Воздух из кондиционируемого объема засасывается вентилятором 3 и через диффузор 2 подается в межтрубное пространство 19, которое образовано трубчатыми металлокерамическими испарительными элементами 18, через поры которых в воздушный поток непрерывно испаряется вода. Из трубной полости увлажненный воздух поступает в кондиционируемый объем.

Рассмотрим процесс испарения воды с открытой поверхности. Процесс испарения в этом случае возможен если парциальное давление пара в пограничном слое над поверхностью выше парциального давления пара в увлажняемом воздухе.

Если температура воды превышает температуру воздуха, то температура и энтальпия увлажняемого воздуха возрастает. В случае когда температура воды выше температуры адиабатного испарения (предела охлаждения), но ниже температуры воздуха, то в процессе увлажнения температура воздуха понижается, а энтальпия возрастает. Если температура воды выше температуры точки росы, но ниже предельной температуры охлаждения, то процесс увлажнения будет сопровождаться снижением как температуры, так и энтальпии.

Скорость испарения воды с открытой поверхности, пропорциональна разности парциальных давлений пара в пограничном слое и в объеме влажного воздуха, площади поверхности испарения и скорости потока воздуха.

Пусть в адиабатном кондиционируемом объеме находится влажный воздух с параметрами i_1, d_1, φ_1. Допустим, что вся впрыскиваемая в полость вода испарилась, тогда

$$\frac{i_2 - i_1}{d_2 - d_1} = \frac{i_{вд}}{1000} \tag{3.15}$$

или, предполагая $i_{вд} = c_{вд} \cdot t_{вд}$ - энтальпия 1 кг впрыснутой воды, отнесенная к 1 кг воздуха, перепишем выражение 3. В виде

$$\frac{i_2 - i_1}{d_2 - d_1} = \frac{c_{вд} \cdot t_{вд}}{1000}. \tag{3.16}$$

Процесс увлажнения таким образом на i, d – диаграмме будет представлен прямой с угловым коэффициентом

$$\sim t_{вд}/1000.$$

По параметрам i_1, d_1 находим на диаграмме исходную точку А. Задаемся произвольной разностью влагосодержаний Δd. (рис.3.11) На прямой $i_1 = const$ откладываем от точки A разность Δd строим, таким образом, точку C. из уравнения 3. Получаем разность Δi и откладываем ее вверх от точки C до точки D. Соединяем точки A и D прямой, представляющей собой луч увлажнения. На

пересечении луча с кривой заданной относительной влажности φ (например φ = 80%) получим точку E, определеяющую окончательное состояние увлажненного воздуха с соответствующими термодинамическими параметрами i_2, d_2.

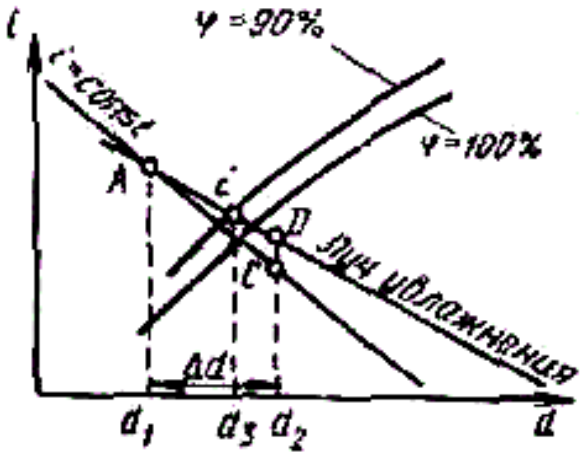


Рис. 3.11. i, d - диаграмма процесса увлажнения воздуха разбрызгиванием

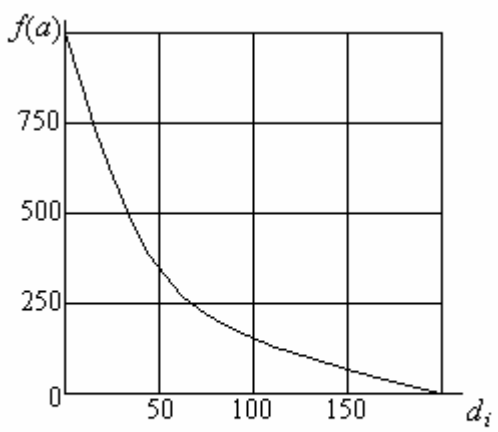


Рис. 3.12. Отношение поверхности испарения капель к первоначальной (f) от среднего диаметра

По величине d_2 можно рассчитать исходную массу сухого воздуха, приходящегося на 1 кг впрыснутой воды

$$l = \frac{1000}{d_2 - d_1}, \qquad (3.17)$$

Т.к. теплосодержание воздуха в результате испарения изменяется незначительно, а поэтому луч увлажнения близок к $i = const$, чисто для упрощения расчеты проводятся по прямой $i = const$. Такой процесс называют процессом адиабатного насыщения. (рис.3.12)

Процесс испарения капель влаги зависит от качества распыла, т.е. от среднего диаметра капель в факеле. Качество распыливания определяет интенсивность тепло и массообмена между жидкостью и воздухом. Это предъявляет к распылителям достаточно жесткие требования:

- высокая степень дисперсности распыливания при соблюдении заданной формы факела;
- надежность работы;
- незначительные энергозатраты на процесс распыливания;
- простота конструкции и обслуживания.

Увлажнение воздуха распыливанием один из достаточно распространенных способов широко используемых в системах кондиционирования летательных аппаратов так и наземных объектов.

Пространство распыливания может быть подразделено на три зоны сохранения и распада. В зоне сохранения струя, вытекающая в пространство, заполненное воздухом представляет собой сплошную среду жидкости, не имеющую разрывов. В процессе массообмена струи с окружающим воздухом происходит

накапливание статической неустойчивости, в результате которого и происходит процесс перехода поверхности жидкости из статически неустойчивого состояния поверхности целого в статически устойчивое ее состояние в виде отдельных частей целого. Это фактически и представляет собой распад струи на капли распыливание.

3.2.5. Тепло и массообмен при испарении капель

Процесс испарения капель в потоке существенно отличается от процесса испарения жидкости с плоской поверхности.

Сделаем некоторые упрощающие предположения, облегчающие анализ и решение задачи пространственного испарения:

- Капли имеют сферическую форму и неподвижны по отношению к увлажняемой воздушной среде;
- Температура и давление имеют равномерное распределение;
- У поверхностей капель пар насыщен;
- Парциальное давление пара пренебрежительно мало по сравнению с давлением воздуха;
- Процесс испарения осуществляется диффузией пара в окружающую воздушную среду.

Запишем уравнение диффузии в сферической системе координат

$$\frac{dw}{d\tau} = \frac{D'\partial^2\left(C_\phi\right)}{\partial r^2}, \tag{3.18}$$

где D'- коэффициент диффузии, отнесенный к разности концентраций; С- концентрация пара на расстоянии r от центра капли; τ - время.

Для стационарного режима $\frac{\partial}{\partial\tau} \equiv 0$ выражение (3.18) можно записать в виде:

$$\frac{\partial^2\left(C \cdot r\right)}{\partial r^2} = 0$$

интегрирование последней зависимости приводит к выражению:

$$C = \frac{A}{r} + B, \tag{3.19}$$

где A и B - константы интегрирования, которые могут быть найдены из граничных условий. На бесконечном удалении от капли $r = \infty$, $B = C_\infty$. На поверхности капли $r = r_0$ (r_0 – начальный радиус капли) $A = r_0\left(C_0 - C\right)$, где C_0 – концентрация насыщенного пара у поверхности капли.

Продифференцируем выражение (3.19)

$$\frac{\partial C}{\partial r} = -\frac{A}{r^2}, \tag{3.20}$$

Из (3.20) следует, что концентрация паров в окружающем каплю пространстве обратно пропорциональна квадрату расстояния от центра.

Масса жидкости, испаряющейся с поверхности капли в единицу времени

$$m' = -4\pi r_0^2 D' \frac{\partial C}{\partial r}, \tag{3.21}$$

или после подстановки

$$m' = 4\pi r_0 D'(w_0 - w_\infty), \tag{3.22}$$

Предполагая линейное изменение концентрации

$$\frac{\partial C}{\partial r} = \frac{(w_0 - w_\infty)}{r_0}, \tag{3.23}$$

В выражении (3.23) разность концентраций заменим, воспользовавшись уравнением состояния, через разность парциальных давлений

$$m' = 4\pi r_0 D'(P_0 - P_\infty)\frac{\mu}{RT}, \tag{3.24}$$

Количество испаряющейся жидкости пропорционально радиусу капли.

Капли в факеле струи разогреваются достаточно быстро. Время разогрева поверхности капли до температуры окружающих масс воздуха меньше периода их торможения. Процесс испарения более инерциален, следовательно, процесс переноса пара за счет молекулярной диффузии можно считать изохорно-изотермическим.

Предположим, что на поверхности сферы радиусом r_0 температура $t = t_0$, а на бесконечности $t = 0$. Температурное поле в увлажняемом воздухе подчиняется закономерности

$$t = \frac{A_n}{r}, \tag{3.25}$$

где A_n - некоторая постоянная, К·м.

Запишем условие передачи тепла теплопроводностью на поверхности сферы, используя гипотезу Фурье

$$q(t_0) = -\lambda\left(\frac{\partial t}{\partial r}\right)_{r=r_0}, \tag{3.26}$$

Учитывая граничные условия и воспользовавшись гипотезой Ньютона – Рихмана выражение (3.26) после подстановки перепишем в виде

$$q = \alpha(t_0 - t_\infty) = \alpha \cdot t_0;$$

$$\alpha \cdot t_0 = -\lambda\left(\frac{\partial t}{\partial r}\right)_{r=r_0}, \tag{3.27}$$

где α - коэффициент теплоотдачи, Вт/м^{2}К; λ - теплопроводность, Вт/мК.

Учитывая выражение для температурного поля в увлажняемой среде $t = \frac{A_n}{r}$, коэффициент теплоотдачи α можно записать в виде

$$\alpha = \frac{\lambda}{r_0}, \tag{3.28}$$

Тогда предельное значение числа Нуссельта будет равно ($d_0 = 2r_0$)

$$Nu_{fd} = \frac{\alpha d_0}{\lambda} = \frac{2\lambda d_0}{\lambda d_0} = 2, \tag{3.29}$$

По аналогии явлений переноса предельное значение диффузионного критерия

$$Nu_{fd} = \frac{D' d_0}{C'} = 2, \tag{3.30}$$

где D'- коэффициент массообмена, отнесенный к разности парциальных давлений, кг/(чН);C'- коэффициент массопроводности (диффузии), отнесенный к разности парциальных давлений, кг·м/(гН).

3.2.6. Масса жидкости, испаряющаяся в единицу времени

$$\frac{dG}{d\tau} = D' \cdot S(P_S - P_0),$$

где P_S – давление насыщающих паров при температуре увлажняемого воздуха, Па.

Принимая $P_0 = 0$, получим

$$\frac{dG}{d\tau} = D' \cdot S \cdot P_S, \frac{\text{кг}}{\text{с}} \tag{3.31}$$

В соответствии с вышеприведенной оценкой в первом приближении можно принять $Nu = 2$. Тогда после подстановки в последнее выражение

$G = V\rho'$; $D' = \frac{2C'}{d_0}$; $S = 4\pi r_0^2$; $V = \frac{4\pi r_0^3}{3}$, то после интегрирования получим

$$d_\tau^2 = d_0^2 - k\tau, \tag{3.32}$$

где d_0, d_τ- соответственно диаметры капли в начальный ($\tau = 0$) и расчетный (τ) промежутки времени, μ; k – величина, пропорциональная скорости уменьшения поверхности капли, т.е. величина, характеризующая скорость испарения капли, $k = 8C' \frac{P_3}{\rho'}$; ρ' - плотность жидкости, кг/м^3.

Время полного испарения капли определяется равенство нулю конечного диаметра $d\tau = 0$

$$\tau_0 = \frac{d_0^2}{k} = \frac{d_0^2 \rho'}{(8C'P_S)}, \tag{3.33}$$

Время частичного испарения может быть определено как функция от объемной доли испарившейся части жидкости.

Пусть $r' = \frac{V'}{V}$ - объемная доля испарившейся части топлива, тогда

$$\tau = \tau_0 \cdot \left[1 - \left(1 - r'^{\frac{2}{3}} \right) \right], \tag{3.34}$$

3.2.7. Расчет увлажнителя

Основная задача расчета увлажнителя сводится к определению количества воды, необходимой для обеспечения заданной влажности воздуха в объеме кондиционируемого помещения, влагосодержание которого может быть найдено как сумма [4]

$$d_n = d_a + d_y + d_л, \tag{3.35}$$

где d_a – влагосодержание атмосферного воздуха, подаваемого в помещение; d_y - влага, вносимая в воздух в системе кондиционирования увлажнителями, кг; $d_л$ – количество влаги, выделяемое людьми, находящимися в помещении.

Если в помещении в каком-либо технологическом или другом процессах выделяется влага, то ее необходимо учесть в уравнении баланса влаги вводом дополнительного слагаемого.

Пренебрегая разностью плотностей сухого и увлажненного воздуха запишем

$$d_a = \frac{0{,}622 \varphi_a P_{ан}}{B - P_{ан} \varphi_a}, \tag{3.36}$$

где $P_{ан}$ – давление наступающих паров в атмосферном воздухе, Па; φ_a – относительная влажность атмосферного воздуха.

Влага, вносимая увлажняющими устройствами системы кондиционирования, рассчитывается по формуле

$$d_y = \frac{G_ж}{G_в}, \tag{3.37}$$

где $G_ж$, $G_в$ – соответственно расходы воды и сухого воздуха, кг/с.

Влага, вносимая увлажняющими устройствами в кондиционируемом помещении

$$d_л = \frac{ng_i}{G_в}, \tag{3.38}$$

где g_i – масса водяного пара, выделяемого в единицу времени одним человеком, кг/с; n – количество людей в помещении.

После подстановки записанных выражений (3.36, 3.37, 3.38) в (3.35) получим

$$d_п = \frac{0{,}622\varphi_а P_{ан}}{B - P_{ан}\varphi_а} + \frac{G_ж}{G_в} + \frac{ng_i}{G_в}. \tag{3.39}$$

Термодинамика влажного пара позволяет записать для влагосодержания кондиционируемого помещения расчетную зависимость

$$d_п = \frac{0{,}622\varphi_п P_{пн}}{P_п - P_{пн}\varphi_п}, \tag{3.40}$$

где $P_{п.н}$ – давление насыщающих паров в кондиционируемом помещении.

Приравнивая правые части выражений (3.39) и (3.40)

$$\frac{0{,}622\varphi_а P_{ан}}{B - P_{ан}\varphi_а} + \frac{G_ж}{G_в} + \frac{ng_i}{G_в} = \frac{0{,}622\varphi_п P_{п\,н}}{P_п - P_{п\,н}\varphi_п},$$

и решив его относительно $G_ж$ найдем количество влаги, необходимое для увлажнения воздуха в кондиционируемой кабине до заданной влажности $\varphi_п$

$$G_ж = \frac{0{,}622\varphi_п P_{п\,н}}{P_п - P_{п\,н}\varphi_п} - \frac{0{,}622\varphi_а P_{ан}}{B - P_{ан}\varphi_а} - \frac{ng_i}{G_в}, \tag{3.41}$$

Определив $G_ж$ дальнейшие расчеты ведутся с использованием i, d – диаграммы. Если вода вводится в воздух непосредственно (форсуночными, центробежными, испарительными увлажнителями), то необходимо учитывать возможные изменения, при температуре воды выше точки росы, температуры увлажняемого воздуха.

Переходный слой между водой и воздухом состоит из смеси молекул воды и воздуха. При их перемешивании в слое образуется воздух насыщенный парами воды. Его состояние в i,d – диаграмме определяется граничной кривой насыщения $\varphi = 1$. В этом случае тепломассообмен в i,d – диаграмме, представляет собой смешение воздуха определенного состояния с насыщенным воздухом при температуре поверхности воды, будет определяться некоторой линейной зависимостью AC. (Рис 3.X) Если процесс увлажнения воздуха осуществляется более влажным воздухом, то его зависимость в i,d – диаграмме также будет иметь вид линейной функции (3.XX)

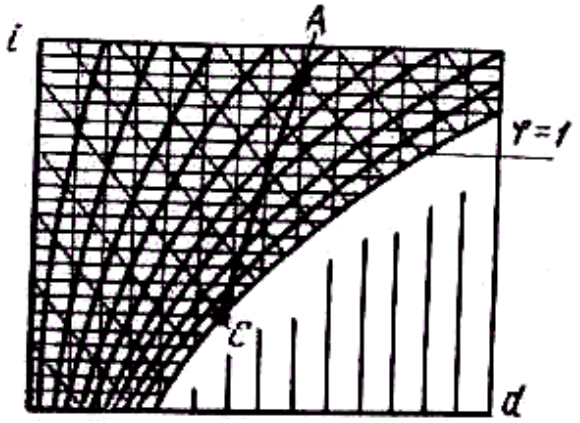


Рис. 3.X

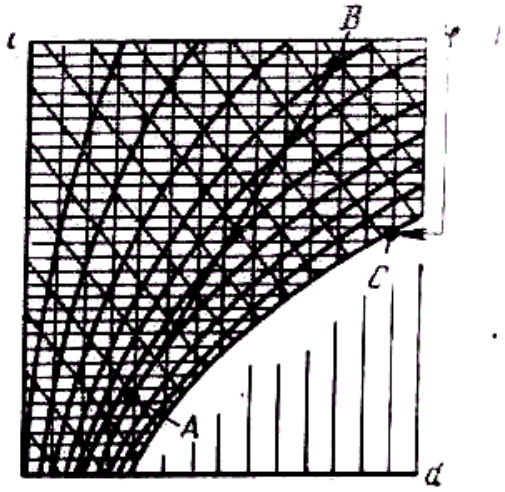


Рис. 3.XX

Если смешать 1 кг воздуха состояния *AC* и 1 кг воздуха состояния *B*, то состояние смеси будет характеризоваться точкой *C*, лежащей на прямой *AB*. Причем точка *C* делит прямую *AB* на отрезки, обратно пропорциональные массе сухого воздуха каждой из составных частей.

По расходу воды для увлажнения и параметрами увлажняющего воздуха в дальнейшем проводятся функциональные и конструктивные расчеты (или подбор), элементов системы кондиционирования, к числу которых можно отнести: эжекторы, сепараторы, регуляторы уровня, вентиляторы, испарители, пароген-нераторы, форсунки, теплообменники, компрессоры, электронагреватели, а также средства автоматизации процесса увлажнения.

3.2.8. Примеры расчетов процесса кондиционирования воздуха. Увлажнение воздуха

Пример 1.

Тепловыделения в помещении составляют Q = 90720 Дж/кг, влаговыделение $D_п$ =12 кг/ч. параметры наружного воздуха в летний перод: $t_н$ = 20 ^{0}C, $\varphi_н$ = 50%, $d_н$ = 7,4 г/кг вод. Параметры воздуха в кондиционируемом помещении: $t_в$ = 25 ^{0}C, $\varphi_в$ = 70% (не выше). Определить расход вентиляционного воздуха.

Решение. (рис.3.12)

По известным тепловыделениям и выделениям влаги находим луч процесса кондиционирования

$$\varepsilon = \frac{Q}{D} = \frac{90720}{12} 7560 .$$

Через точку 1 ($t_н$ = 20 ^{0}C, $\varphi_н$ = 50%) проводим луч адиабатного процесса увлажнения ε = 0 до пересечения с кривой φ = 95%. Точка 2 показывает пара-

метры приточного воздуха t_2 = 14 ^{0}C. через точку 2 проводим луч процесса увлажнения в помещении (ε = 7560) до пересечения с заданной изотермой внутреннего воздуха ($t_в$ = 25 ^{0}C).

Количество вентиляционного воздуха составит

$$L = \frac{Q}{I_3 - I_2} = \frac{D}{d_3 - d_2}$$

или после подстановки

$$L = \frac{90720}{55{,}86 - 39{,}06} = \frac{12{,}0 \cdot 1000}{12{,}0 - 9{,}8} = 5400, \ \frac{\text{кг}}{\text{ч}}$$

Найдем количество влаги, испарившейся в зоне распыливания (“дождевом” пространстве), или количество влаги усвоенное воздухом за время прохождения его через зону распыливания

$$W_{исп} = L(d_2 - d_1);$$

$$W_{исп} = 5400(d_2 - d_1) = 5400(9{,}8 - 7{,}4) \cdot \frac{1}{1000} = 12{,}95, \ \frac{\text{кг}}{\text{ч}}.$$

Охлаждение и осушка воздуха.

Охлаждение и осушка воздуха в форсуночной камере возможны в том случае, когда температура распыливаемой воды будет относительно невысокой – ниже температуры точки росы обрабатываемого воздуха.

Однако сам процесс охлаждения и осушки воздуха в форсуночных камерах осуществляется по различным схемам, зависящих от конкретных местных условий. Существуют схемы обработки воздуха с применением различных вариантов его подогрева и подмешивания наружного воздуха.

Рассмотрим термодинамику расчета одного из примеров процесса охлаждения и увлажнения воздуха в форсуночной камере.

Пример 2.

Тепловыделение в помещении составляет 184800 кДж/ч, влаговыделения – 20 кг/ч. Расчетные параметры внутреннего воздуха: $t_в$ = 22 ^{0}C, $\varphi_в$ = 50%; расчетные параметры наружного воздуха: $t_н$ = 20 ^{0}C, $\varphi_н$ = 50%. Допускаемый перепад между температурой внутреннего и приточного воздуха 5 ^{0}C. в помещении имеет место источник выделения газов.

Определить:

- Основные величины, необходимые для расчета устройств камеры кондиционирования;
- Количество вентиляционного воздуха, расход тепла, охлаждающую мощность камеры.

Решение.

Ввиду того, что в помещении имеется источник выделения газов, выбираем прямоточную схему кондиционирования воздуха (без рециркуляции). По

этой схеме кондиционеры работают только на наружном воздухе.

Определяем луч процесса в помещении

$$\varepsilon = \frac{184800}{20} = 9240$$

Из точки 1 (рис. 3) ($t_в = 22\ ^0$C, $\varphi_в = 50\%$) по лучу $\varepsilon = 9240$ проводим прямую до точки 2 ($t_2' = 22 - 5 = 17\ ^0$C).

Параметры точки 2: $t_2 = 17\ ^0$C, $I_2 = 36{,}12$ кДж/кг вод, $\varphi_2 = 61\%$, $d_2 = 7{,}55$ г/кг вод.

По линии $d = const$ находим точку 3 с параметрами: $t_3 = 17 - 1{,}5 = 15{,}5\ ^0$C, $I_3 = 34{,}65$ кДж/кг вод, $\varphi_3 = 67\%$, $d_3 = 7{,}55$ г/кг вод.

С параметрами, соответствующими состоянию 3 воздух покидает камеру кондиционирования (параметры после колорифера второго подогрева). С параметрами соответсвующими точке 2 воздух поступает в вентилируемое помещение.

Воздух по пути из кондиционера в помещение подогревается за счет диссипации механической энергии в тепловую(в вентиляторе) и за счет теплопритоков через стенки воздуховодов примерно на 1 –1,5 ^{0}. (рис.3.13)

Из точки 3 по линии $d = const$ проводим прямую до пересечения с кривой относительной влажности $\varphi = 35\%$ - точка 4.

Параметры точки 4: $t_4 = 10{,}2^0$C, $I_4 = 29{,}19$ кДж/кг вод. Прямая 3 – 4 указывает направление луча подогрева в калорифере (второго подогрева) воздуха, выходящего из пространства распыливания воды (“дождевого” пространства).

Из точки 5 (с параметрами наружного воздуха) $t_5 = 29\ ^0$C, $\varphi_5 = 50\%$, $i_5 = 61{,}74$ кДж/кг вод проводим прямую через точку 4 до пересечения с кривой φ = const в точке 6. Изотерма точки 6 является конечной температурой воды в пространстве распыливания (“дождевом” пространстве) $t_0 = 8{,}4\ ^0$C.

По полученным численным результатам находим:

- Количество вентиляционного воздуха

$$L = \frac{20 \cdot 1000}{8{,}4 - 7{,}55} = \frac{D}{d_1 - d_4} = 23520,\ \frac{\text{кг}}{\text{ч}}$$

- Расход тепла в калорифере второго подогрева (калорифер первого подогрева в данной схеме используется для нагрева в зимний период), перед поступлением воздуха в “дождевое” пространство.

$$Q_2 = 23520(34{,}65 - 29{,}19) = 128420,\ \frac{\text{кДж}}{\text{ч}}$$

Охлаждающая мощность камеры

$$Q_{охл} = 23520(61{,}74 - 29{,}19) = 765576,\ \frac{\text{кДж}}{\text{ч}}.$$

Литература

1. Гусев В.М. Теплоснабжение и вентиляция. - Л.: Стройиздат, 1975. – 232с.
2. Дроздов В.Ф. Теплоснабжение и вентиляция. - М.: Высшая школа, 1968. – 352с.
3. Тихомиров К.В. Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция. – М.: Стройиздат, 1974. – 288с.
4. Воронин Г.И. Конструирование машин и агрегатов систем кондиционирования. – М.: Машиностроение, 1978. – 544с.