

РЕКОМЕНДАЦИИ

ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА С ВРАЩАЮЩИМИСЯ РЕГЕНЕРАТОРАМИ

ТАШКЕНТ — 1982

gost.e-ecolog.ru

Государственный комитет по гражданскому строительству и архитектуре
при Госстрое СССР

Зональный научно-исследовательский и проектный институт типового и
экспериментального проектирования жилых и общественных зданий
в Ташкенте «ТашЗНИИЭП»

РЕКОМЕНДАЦИИ

ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА С ВРАЩАЮЩИМИСЯ РЕГЕНЕРАТОРАМИ

ТАШКЕНТ · 1982

УДК 697.921.47.911 (083.75)

Настоящие рекомендации предназначены для проектирования систем вентиляции и кондиционирования воздуха с вращающимися регенераторами конструкции ТашЭНИИЭП или регенераторами импортного производства.

Рекомендации разработаны в лаборатории теплохладоснабжения и вентиляции ТашЭНИИЭП канд. техн. наук В.П. Ильиным на основе теоретических и экспериментальных исследований, натурных испытаний опытных промышленных образцов регенераторов, изучения и обобщения материалов, опубликованных в отечественной и зарубежной научно-технической литературе. В работе над приложением принимал участие инж. А.В. Бубнов.

Рекомендации рассмотрены и одобрены секцией "Строительные конструкции" НТС ТашЭНИИЭП 30 июня 1981 г.

Ответственный редактор - инж. Е.И. Берзон.

© ТашЭНИИЭП, 1982

О Г Л А В Л Е Н И Е

Условные обозначения.....5
I.Общие положения.....II
2.Последовательность расчета и исходные данные для проектирования систем.....I4
3.Характеристики вращающихся регенераторов..I5
4.Схемы установки вращающихся регенераторов в системах вентиляции и кондиционирования воздуха, конструктивные решения.....24
5.Схемы регулирования.....42
6.Расчет вращающихся регенераторов.....44
Приложения.....59
Приложение I.....6I
Приложение 2.....62
Приложение 3.....63
Приложение 4.....63
Приложение 5.....64
Приложение 6.....65
Приложение 7.....66
Приложение 8.....93

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

$Б$ - барометрическое давление, Па;

b - расстояние между плоскими листами фольги, м;

C_p - теплоемкость воздуха, кДж/(кг.К);

$C_{нас}$ - теплоемкость материала насадки регенератора, кДж/(кг.К);

C_w - теплоемкость воды, кДж/(кг.К);

$Д$ - доля сухой поверхности насадки;

$D_в$ - диаметр центрального вала регенератора, м;

$D_р$ - диаметр ротора (насадки), м;

$d_э$ - эквивалентный диаметр воздушного канала, равный учетверенной площади поперечного сечения канала, деленной на полный периметр сечения ($d_э = \frac{4f_ж}{U}$), м;

$d_н$ - влагосодержание насыщенного воздуха при температуре поверхности насадки, г/кг;

$d_р$ - влагосодержание насыщенного воздуха при температуре точки росы, г/кг;

$Е$ - эффективность теплообмена регенератора по явному теплу;

$Еп$ - эффективность теплообмена регенератора по полному теплу;

f - поверхность теплообмена (двухсторонняя), м2;

$F_о$ - общая поверхность насадки регенератора, включая двухсторонние поверхности, омываемые горячим и холодным воздухом, м2;

$F_с$ - сухая часть поверхности насадки регенератора, м2;

$f_{фр}$ - фронтальная поверхность регенератора, м²

$f_{ж}$ - живое сечение воздушных каналов, м²

$f_{жт}$ - живое сечение для прохода теплоносителя в калорифере, м²;

G - массовый расход воздуха, кг/с;

$G_{нас}$ - масса насадки регенератора, участвующая в теплообмене, кг;

$G_{к}$ - расход воздуха через калорифер, кг/с;

$G_{н}$ - расход наружного воздуха, проходящего в обход калорифера, кг/с;

G_{w} - расход воды в калорифере, кг/с;

J - энтальпия воздуха, кДж/кг;

$J_{п}$ - энтальпия воздушного слоя непосредственно у поверхности насадки регенератора, кДж/кг;

K - коэффициент теплопередачи, Вт/(м².К);

$K_{вх}$ - коэффициент, учитывающий потери давления на входе в насадку;

L - объемный расход воздуха, м³/с;

l - глубина насадки регенератора по ходу воздуха, м;

n - частота вращения насадки регенератора, мин$^{-1}$;

$П$ - поправочный множитель на частоту вращения насадки регенератора;

$\Delta P_{н}$ - потери давления воздуха в насадке, Па;

$\Delta P_{вх}$ - потери давления воздуха на входе в насадку, Па;

ΔP - общие потери давления при прохождении воздуха через насадку, Па;

$P_д$ - парциальное давление насыщенных водяных паров надо льдом, Па;

$Q_я$ - количество явного тепла, передаваемого регенератором, Вт;

$Q_п$ - количество полного тепла, передаваемого регенератором, Вт;

Q_{max} количество тепла, передаваемого идеальным регенератором с бесконечно большой поверхностью теплообмена, Вт;

$Q_к$ - тепловая нагрузка на калорифер, Вт;

$t_{г1}$ - температура горячего (теплого) воздуха на входе в регенератор, ^oC;

$t_{г2}$ - то же, на выходе из регенератора, ^oC;

$t_{х1}$ - температура холодного воздуха на входе в регенератор, $^o C$;

$t_{х2}$ - то же, на выходе из регенератора, ^oC;

$t_{н1}$ - температура поверхности насадки на стороне входа холодного воздуха в регенератор, ^oC;

$t_{н2}$ - температура поверхности насадки на стороне выхода холодного воздуха из регенератора, ^oC;

$t_р$ - температура точки росы горячего воздуха, ^oC;

$t_л$ - минимальная температура холодного воздуха, при которой не наблюдается обмерзание регенератора, ^oC;

$t_в$ - температура подогрева воздуха в калорифере, ^oC;

$t_н$ - температура наружного воздуха, $^o C$;

$t_{вк}$ - температура воды на входе в калорифер, ^oC;

t_o – температуры воды на выходе из калорифера, ^oC;

W – водяной эквивалент воздушного потока, кДж/(с.К) или кВт/К;

W_{min} – наименьший водяной эквивалент из взаимодействующих воздушных потоков, кДж/(с.К) или кВт/К;

W_{max} – наибольший водяной эквивалент из взаимодействующих воздушных потоков, кДж/(с.К) или кВт/К;

$W_{нас}$ – водяной эквивалент вращающейся насадки регенератора, кДж/(с.К) или кВт/К;

W^n_{min} – наименьший водяной эквивалент воздуха для идеального регенератора, кДж/(с.К) или кВт/К;

V – объем теплообменника или теплообменной насадки, $м^3$;

v – скорость воздуха в воздушных каналах насадки, м/с;

v_w – скорость воды в калорифере, м/с;

α – коэффициент теплоотдачи между воздухом и насадкой регенератора, Вт/($м^2$.К);

α_o – общий коэффициент теплотдачи регенератора (между горячим и холодным воздухом в регенераторе), Вт/($м^2$.К);

$\psi_м$ – показатель компактности фактической поверхности, $м^2/м^3$;

ψ – показатель компактности теплообменной поверхности (с учетом потерь поверхности в местах соприкосновения гофрированных и плоских листов), $м^2/м^3$;

δ – толщина листов теплообменной насадки, м;

θ – доля поверхности насадки, не участвующая в теплообмене;

λ - коэффициент теплопроводности, Вт/(м.К);

ν - коэффициент кинематической вязкости, м2/с;

ξ - коэффициент соотношений полного и явного тепла воздушного потока в реальном регенераторе;

$\xi^{и}$ - то же, в идеальном регенераторе;

$\xi_{тр}$ - коэффициент сопротивления трения;

ρ - плотность воздуха, кг/м^3;

$\rho_{нас}$ - плотность материала насадки, кг/м^3;

φ - относительная влажность воздуха;

ω - отношение живого сечения каналов к фронтальной поверхности насадки, м2/м2.

И Н Д Е К С Ы

г - горячий (теплый) поток воздуха;

х - холодный поток воздуха;

п - поверхность теплообмена;

и - идеальный теплообменник;

w - вода;

нас - теплообменная насадка.

БЕЗРАЗМЕРНЫЕ КОМПЛЕКСЫ

$A = \frac{\alpha_г}{\alpha_о}$ - соотношение коэффициентов теплоотдачи со стороны горячего воздуха и общего коэффициента теплоотдачи регенератора;

$B = \frac{W_г}{W_х}$ - соотношение водяных эквивалентов горячего и холодного воздуха;

$N_о = \frac{1}{W_{min}} \left(\frac{1}{\frac{1}{\alpha_г F_г} + \frac{1}{\alpha_х F_х}} \right)$ - число единиц переноса явного тепла в регенераторе;

$N_{оп} = \frac{1}{W_{min}} \left(\frac{1}{\frac{1}{\xi_г \alpha_г F_г} + \frac{1}{\xi_х \alpha_х F_х}} \right)$ - число единиц переноса полного тепла в регенераторе;

$N_г = \frac{\alpha_г \cdot F_г}{W_г}$ - число единиц переноса тепла со стороны горячего воздуха;

$N_u = \frac{\alpha \cdot d_э}{\lambda}$ - критерий Нуссельта;

$R_e = \frac{v \cdot d_э}{\nu}$ - критерий Рейнольдса;

$\theta_р = \frac{t_{г1} - t_р}{t_{г1} - t_{х1}}$ - температурный критерий.

I. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

I.I. Настоящие рекомендации предназначены для проектирования систем вентиляции и кондиционирования воздуха с вращающимися регенераторами, применяемыми для полной или частичной обработки приточного наружного воздуха за счет повторного использования тепла или холода удаляемого из помещений воздуха. Они распространяются на системы, проектируемые для вновь строящихся и реконструируемых общественных, производственных и вспомогательных зданий.

Рекомендации могут быть использованы проектными, конструкторскими и пуско-наладочными организациями, а также службами эксплуатации.

I.2. Применение вращающихся регенераторов наиболее целесообразно в прямоточных системах, в которых по санитарно-гигиеническим требованиям не допускается устройство рециркуляции воздуха, а также в обычных системах, когда энтальпии наружного и внутреннего воздуха близки между собой и рециркуляция оказывается неэффективной. Вращающиеся регенераторы можно применять наряду с рециркуляцией или взамен ее. Целесообразность применения вращающихся регенераторов определяется на основе технико-экономических расчетов и анализа проектных решений.

I.3. Наличие взаимного перетока воздушных пото-

ков при вращении теплопередающей насадки и через неплотности аппарата, который может составлять 0,2 - 5 % от расхода воздуха, ограничивает возможности применения вращающихся регенераторов.

Для помещений, в воздух которых выделяются вредные вещества, допускается применять вращающиеся регенераторы при условии, что концентрация вредных веществ в приточном воздухе после регенератора с учетом перетекания через неплотности не превысит 30 % предельно допустимой, установленной для воздуха рабочей зоны помещений по ГОСТ I2.I.005-76.

Для помещений, в воздух которых выделяются болезнетворные бактерии, вирусы и грибки или резко выраженные неприятные запахи, а также для помещений с производствами категорий А, Б и Е применение вращающихся регенераторов недопустимо.

I.4. Системы вентиляции, кондиционирования воздуха и воздушного отопления, проектируемые для работы в холодный период года с использованием вращающихся регенераторов, следует рассчитывать на параметры наружного воздуха, указанные в п. 4.9 главы СНиП П-33-75, за исключением систем общеобменной приточной вентиляции (п. 4.9,а), для которых регенераторы допускается рассчитывать на параметры наружного воздуха Б.

I.5. Если на время ремонта или технического

обслуживания вращающегося регенератора не может быть сокращена тепловая мощность потребителей или источником утилизируемого тепла является технологическое оборудование, работающее периодически или неполную смену, следует предусматривать резервирование тепловой мощности систем путем увеличения подачи теплоносителя в калориферы или присоединением к другим источникам тепла. Нагрузку на резервные источники от групп систем следует предусматривать исходя из графика их работы и вероятности аварии.

I.6. При проектировании систем вентиляции, кондиционирования воздуха и воздушного отопления с вращающимися регенераторами следует руководствоваться требованиями соответствующих глав СНиП и других нормативных документов, утвержденных или согласованных с Госстроем СССР или Госгражданстроем в установленном порядке.

I.7. В качестве вращающихся регенераторов могут применяться вращающиеся теплообменники различных типов, сконструированные для условий работы вентиляционных систем, как выпускаемые серийно, так и изготавливаемые по индивидуальным чертежам, а также опытно-промышленные образцы.

2. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА И ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ

2.1. Расчет систем вентиляции или кондиционирования воздуха производят в такой последовательности:

- собирают исходные данные для проектирования;
- рассчитывают воздухообмен в помещениях;
- принимают принципиальную схему подачи и удаления воздуха в системе с учетом возможности установки вращающихся регенераторов;
- определяют расходы приточного и удаляемого воздуха, проходящего через регенераторы;
- выбирают или рассчитывают соответствующие типы вращающихся регенераторов на требуемую воздухопроизводительность системы;
- рассчитывают параметры воздушных потоков после вращающихся регенераторов для летних и зимних режимов работы и аэродинамическое сопротивление регенераторов;
- оценивают опасность обмерзания аппарата; при необходимости предусматривают специальные меры против обмерзания, включая способы регулирования теплопроизводительности регенератора или стабилизации минимально допустимой температуры наружного воздуха на входе в аппарат;
- дальнейший расчет ведут как для традиционных систем, принимая параметры воздушного потока на выходе

из регенератора в качестве расчетных на входе в кондиционер или воздухоприготовительное устройство.

2.2. Исходными данными для проектирования являются:

– строительные и технологические чертежи объекта; архитектурные и технологические особенности здания; характер выделяющихся вредностей в помещениях; предельно допустимые концентрации в приточном воздухе и в помещениях; процент перетока воздушных потоков в регенераторе по данным завода – изготовителя; температурно-влажностные условия в помещениях; расчетные параметры наружного воздуха в летний и зимний периоды;

– сведения о районе застройки здания и ориентации;

– сведения об источниках и параметрах тепло- и хладоносителей;

– требования к системам вентиляции и кондиционирования воздуха, например, санитарно-гигиенические, экономические, эстетические и др.

3. ХАРАКТЕРИСТИКИ ВРАЩАЮЩИХСЯ РЕГЕНЕРАТОРОВ

3.I. Во вращающихся регенераторах (рис. I) передача тепла обеспечивается за счет постоянного вращения теплоаккумулирующей насадки, воспринимающей тепло более

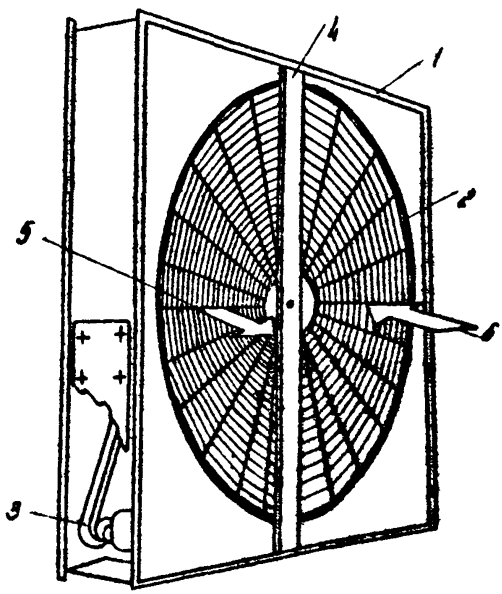


Рис. I. Схема устройства и работы вращающегося регенератора: I- корпус; 2- теплоаккумулирующая вращающаяся насадка; 3- электродвигатель с приводом; 4- радиальное уплотнение; 5- удаляемый из помещений воздух; 6- поступающий наружный воздух.

нагретого воздуха и отдающей его холодному воздуху.

3.2. Вращающиеся регенераторы могут выполняться с насадкой из негигроскопических коррозиоустойчивых материалов, образующих ячеистую, щелевую или сетчатую структуру с толщиной листов 0,07 ÷ 0,2 мм (чередующиеся гладкие и гофрированные листы металлической фольги, пластмассовые или металлические сетки и стружки, стекловолокно, полимерные пленки, бумага и картон, пропитанные водостойкими составами и т.п.).

В качестве насадки из гигроскопических материалов могут использоваться бумага, асбестовый картон, пористые мипластовые пластины, тканые и волокнистые материалы, пропитанные раствором хлористого лития или другими водопоглощающими составами.

3.3. Во вращающихся регенераторах с негигроскопической насадкой одновременно с передачей явного тепла может происходить перенос скрытого тепла в виде сконденсировавшейся влаги, когда температура поверхности насадки оказывается ниже температуры точки росы охлаждаемого воздуха.

Во вращающихся регенераторах с гигроскопической насадкой теплообмен сопровождается переносом влаги независимо от температуры поверхности насадки.

3.4. Теплоаккумулирующая насадка вращающегося

регенератора может быть регулярной и нерегулярной структуры. В первом случае воздушные каналы имеют определенную форму, во втором - каналы не обладают какой-либо определенной формой, а скорость и направление движения воздуха изменяются в соответствии со случайным расположением теплообменных элементов, образующих насадку.

3.5. Характерные особенности вращающихся регенераторов: высокая компактность (величина поверхности в единице объема составляет I500 - 3000 $м^2/м^3$); небольшая масса; возможность использования высокоэффективных теплообменных поверхностей с малыми эквивалентными диаметрами ($d_э$ = I ÷ 3 мм); легкость осуществления противоточного движения воздуха для обеспечения наибольшей эффективности теплообмена в аппарате; неизменность аэродинамического сопротивления при сухом теплообмене и при теплообмене с конденсацией влаги; передача большего количества тепла в режимах совместного тепло- и массообмена по сравнению с рекуператорами; способность к самоочистке от пыли; наличие взаимного перетекания воздушных потоков в результате вращения насадки, а также через уплотнения в корпусе.

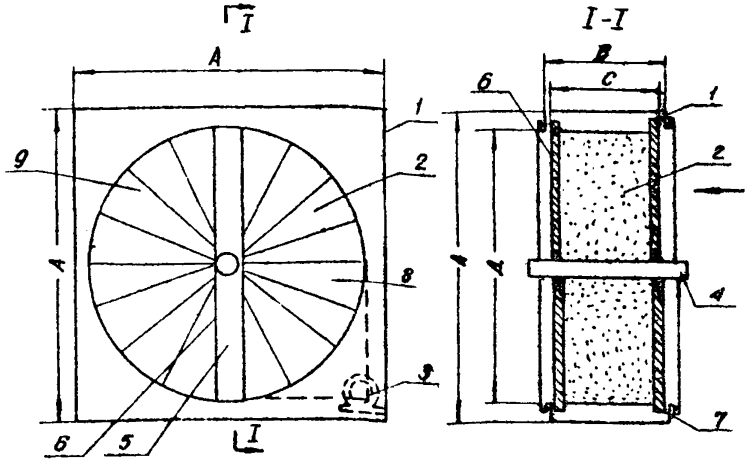
3.6. Технические характеристики опытных образцов вращающихся регенераторов типа ВРТ конструкции ТашЗНИИЭП приведены в табл. I. В регенераторах этой конструкции используются насадки как регулярной, так и не-

Таблица I

Технические характеристики вращающихся регенераторов типа ВРТ *

Основные показатели	Ед.изм.	ВРТ-2	ВРТ-2,5	ВРТ-3
Номинальный расход воздуха				
регулярная насадка	$м^3/с$	4,44	6,94	I0,55
нерегулярная насадка	"	3,88	5,83	8,6I
Номинальная мощность электродвигателя привода ротора	кВт	0,3	0,4	0,5
Диаметр ротора	м	2,0	2,5	3,0
Частота вращения	$\frac{I}{мин}$	I0	I0	I0
Эффективность теплообмена				
регулярная насадка	%	73	73	73
нерегулярная насадка	"	73	73	73
Аэродинамическое сопротивление				
регулярная насадка	Па	200	200	200
нерегулярная насадка	"	250	250	250
Масса теплообменника				
регулярная насадка	кг	692	I050	I437
нерегулярная насадка	"	450	950	II50

* Приведенные в таблице данные относятся к регенераторам с регулярной насадкой из алюминиевой фольги толщиной 0,1 мм, высотой гофр I,8 мм и шагом между гофрами 3,5 мм, а также с нерегулярной насадкой из полиэтиленовой путанки со средней толщиной волокон 0,I - 0,2 мм, объемной массой 62 $кг/м^3$ и пористостью 0,9.



Типоразмеры ВРТ

Тип	Диаметр ротора D мм	Регулярная структура мм			Нерегулярная структура мм		
		A	B	C	A	B	C
ВРТ-2	2000	2220	500	240	2270	350	200
ВРТ-2,5	2500	2700	500	240	2700	460	200
ВРТ-3	3000	3350	500	240	3350	460	200

Рис. 2. Основные размеры опытных образцов вращающихся регенераторов типа ВРТ конструкции ТашЗНИИЭП.

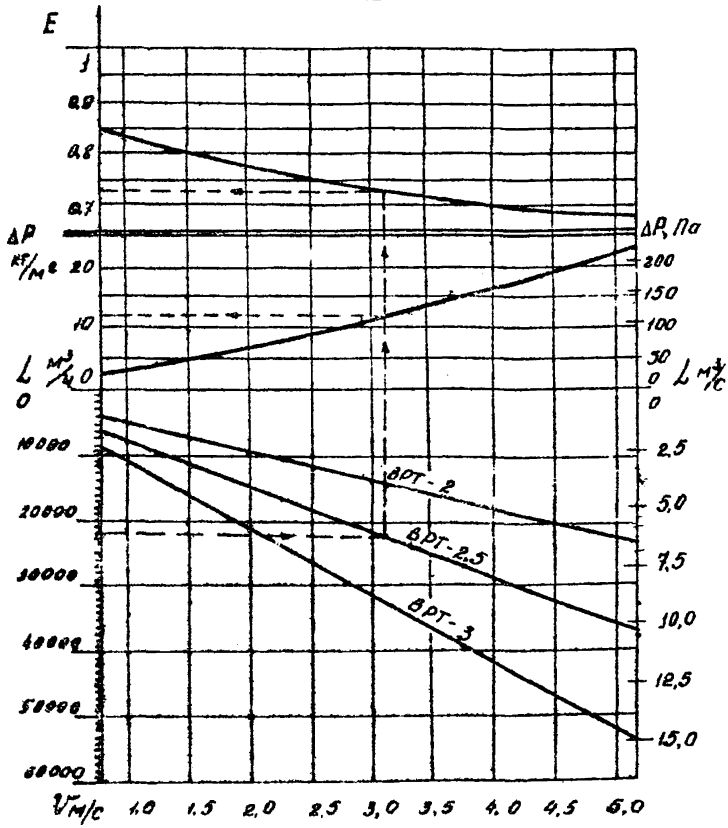


Рис. 3. Расчетные значения эффективности теплообмена и аэродинамического сопротивления вращающихся регенераторов типа ВРТ с регулярной насадкой при одинаковых расходах приточного и удаляемого воздуха.

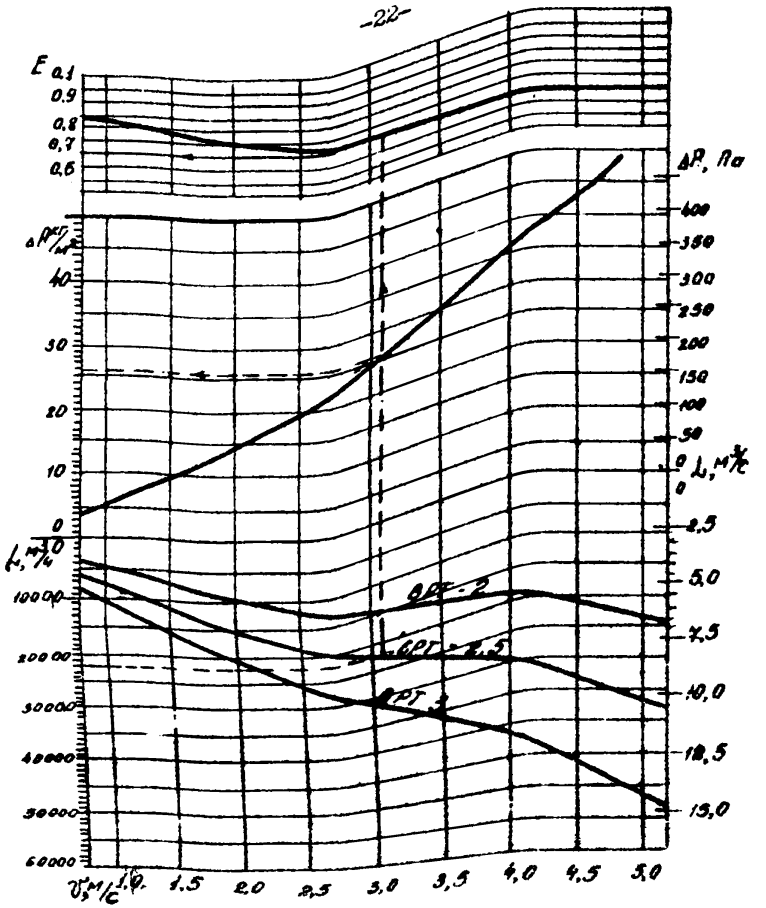


Рис. 4? Расчетные значения эффективности теплообмена и аэродинамического сопротивления вращающихся регенераторов типа ВРТ с нерегулярной насадкой при одинаковых расходах приточного и удаляемого воздуха.

регулярной структуры.

Регулярная насадка выполняется в виде чередующихся плоских и гофрированных листов из полимерных материалов толщиной 0,I - 0,2 мм (типа поливинилхлорида) или алюминиевой фольги толщиной 0,08 - 0,I мм, образующих воздушные каналы, близкие к треугольной форме. Высота гофр - I,8 мм, шаг между ними - 3,5 мм.

Нерегулярная насадка выполняется из полиэтиленовых волокон со средней толщиной 0,I - 0,2 мм, объемной массой 60 кг/м^3 и пористостью 0,9.

На рис. 2. приведены основные размеры вращающихся регенераторов конструкции ТашЗНИИЭП. На рис. 3 и 4 представлены расчетные характеристики регенераторов типа ВРТ при равных расходах приточного и удаляемого воздуха, с помощью которых можно определить эффективность теплообмена и аэродинамическое сопротивление аппаратов для заданных воздушных расходов. В случае неравенства расходов приточного и удаляемого воздуха расчет характеристик вращающихся регенераторов следует производить в соответствии с разделом 6 настоящих рекомендаций.

3.7. При изготовлении вращающихся регенераторов различными предприятиями в условиях неодинаковой технологии производства и применения разных материалов возможны отступления от характеристик, приведенных в табл. I. Корректировку технических характеристик можно

проводить расчетом в соответствии с разделом 6, используя показатели табл. 2.

4. СХЕМЫ УСТАНОВКИ ВРАЩАЮЩИХСЯ РЕГЕНЕРАТОРОВ В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА, КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ

4.I. Вращающиеся регенераторы в системах вентиляции и кондиционирования воздуха могут применяться в виде вспомогательного оборудования для уменьшения тепло- и холодопроизводительности основных воздухоприготовительных устройств и кондиционеров, а также использоваться в качестве основного оборудования для обработки воздуха или в качестве воздухоохладителей в системах регенеративного испарительного охлаждения.

4.2. Принципиальная схема прямоточной системы кондиционирования воздуха с вращающимся регенератором приведена на рис. 5. Летом приточный воздух предварительно охлаждается в регенераторе, а затем дообрабатывается в центральном кондиционере. Зимой приточный воздух подогревается и одновременно увлажняется за счет тепла и конденсирующейся влаги удаляемого воздуха. При этом можно отказаться от установки секций первого подогрева или соответственно уменьшить рядность и поверхность этих теплообменников.

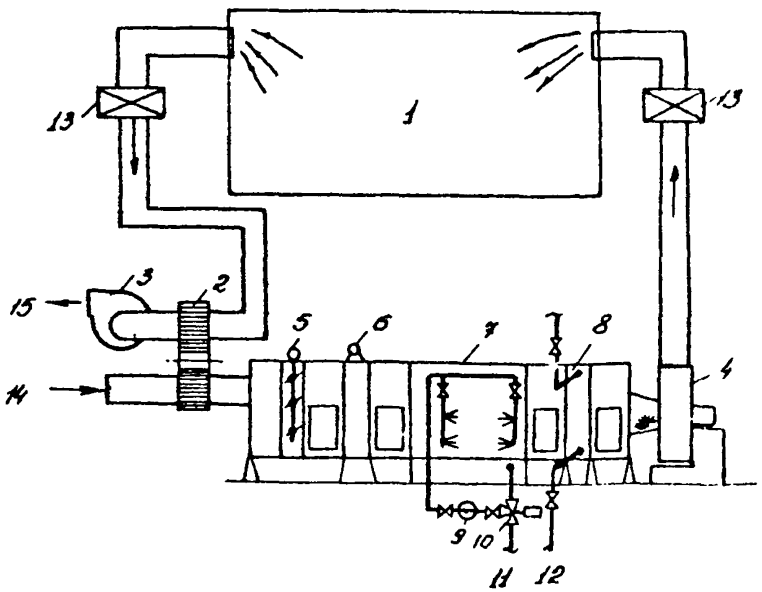


Рис. 5. Принципиальная схема прямоточной системы кондиционирования воздуха с вращающимся регенератором для утилизации тепла и холода удаляемого воздуха: I- кондиционируемое помещение; 2- вращающийся регенератор; 3,4- вытяжной и приточный вентиляторы; 5- воздушный клапан; 6- фильтр; 7- форсуночная камера кондиционера; 8- секция второго подогрева; 9- насос; I0- трехходовой клапан; II,I2- трубопроводы холодо- и теплоснабжения; I3- шумозаглушители; I4- наружный воздух; I5- выбос в атмосферу.

Таблица 2

Технические показатели регулярной насадки из алюминиевой фольги с каналами высотой I,8 мм и шагом между гофрами 3,5 мм, а также высотой 2,5 мм и шагом 5 мм

Показатели и единицы измерения	Тип аппарата	ВРТ-2				ВРТ-2,5				ВРТ-3			
	Толщина фольги, мм	0,08		0,I		0,8		0,I		0,08		0,I	
	высота канала, мм	I,8	2,5	I,8	2,5	I,8	2,5	I,8	2,5	I,8	2,5	I,8	2,5
I	2	3	4	5	6	7	8	9	I0	II	I2	I3	I4
Эквивалентный диаметр каналов $d_э$, мм		I,7	2,35	I,7	2,35	I,7	2,35	I,7	2,35	I,7	2,35	I,7	2,35
Показатель компактности фактической поверхности $\varphi_м$, $м^2/м^3$		2548	I868	2497	I840	2548	I868	2497	I840	2548	I868	2497	I840
Показатель компактности теплообменной поверхности, Φ $м^2/м^3$		2058	I555	20I7	I532	2058	I555	20I7	I532	2058	I555	20I7	I532

I	2	3	4	5	6	7	8	9	I0	II	I2	I3	I4
Отношение живого сечения каналов к фронтальной поверхности насадки (φ), м2/м2		0,898	0,925	0,875	0,908	0,898	0,925	0,875	0,908	0,898	0,925	0,875	0,908
Живое сечение для горячего потока, $f_{ж.г.}$, м2		I,27	I,3I	I,24	I,29	2,03	2,09	I,98	2,05	2,96	3,05	2,88	3,0
То же для холодного потока, $f_{ж.х.}$, м2		I,27	I,3I	I,24	I,29	2,03	2,09	I,98	2,05	2,96	3,05	2,88	3,0
Двухсторонняя поверхность теплообмена в горячем потоке, $F_г$, м2		7I5	536	697	526	II4I	855	III2	839	I662	I246	I620	I223
То же в холодном потоке, $F_х$, м2		7I5	536	697	526	II4I	855	III2	839	I662	I246	I620	I223
Расход материала на изготовление насадки, $\frac{м2}{кг}$		$\frac{960}{I92}$	$\frac{704}{I40}$	$\frac{940}{235}$	$\frac{693}{I73}$	$\frac{I500}{300}$	$\frac{II00}{220}$	$\frac{I470}{367}$	$\frac{I083}{27I}$	$\frac{2I60}{432}$	$\frac{I583}{3I7}$	$\frac{2II7}{529}$	$\frac{I560}{390}$

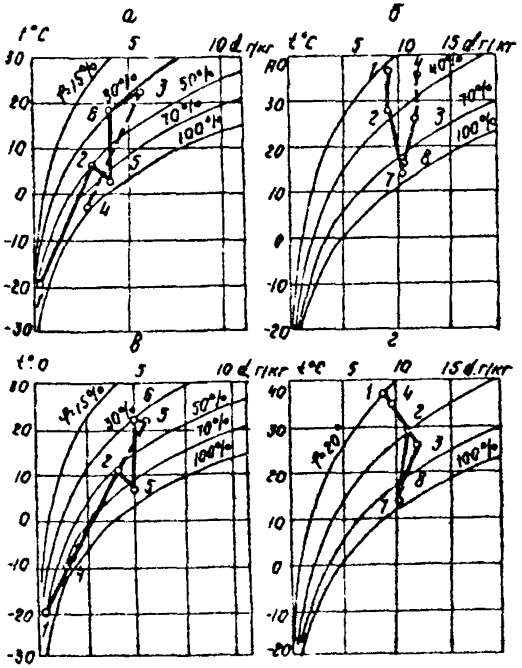


Рис. 6. Процессы обработки воздуха в $J-d$ диаграмме для системы кондиционирования с вращающимися регенераторами: а,б- зимний и летний режимы при использовании регенератора с негигроскопической насадкой; в,г- зимний и летний режимы при использовании регенератора с гигроскопической насадкой: I-2- изменение состояния наружного воздуха при прохождении через регенератор; 3-4 - изменение состояния удаляемого воздуха при прохождении через регенератор; 2-5 - испарительное увлажнение наружного воздуха; 5-6 - второй подогрев в кондиционере; 6-3 и 8-3 - процессы в помещении соответственно зимой и летом; 2-7 - обработка воздуха в кондиционере.

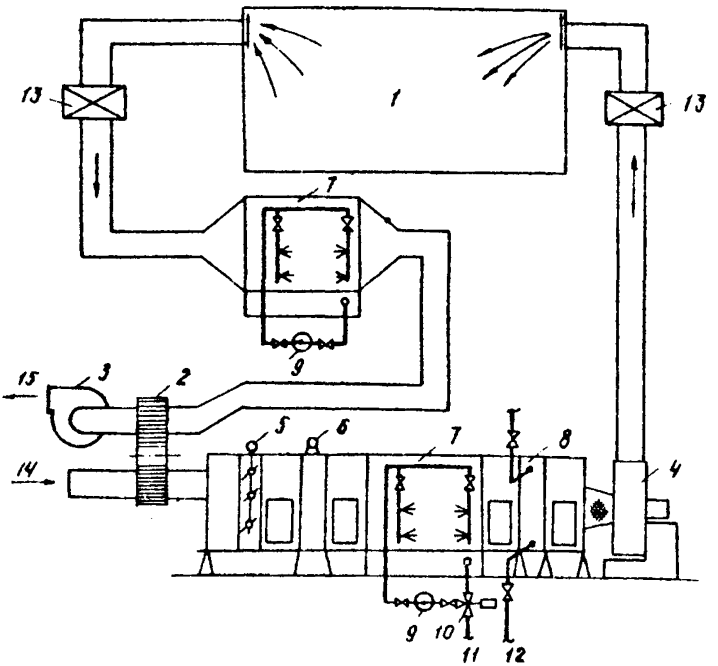


Рис.7. Схема прямоточной системы кондиционирования воздуха с вращающимся регенератором и испарительным охлаждением удаляемого воздуха: I- кондиционируемое помещение; 2- вращающийся регенератор; 3,4- вытяжной и приточный вентиляторы; 5- воздушный клапан; 6- фильтр; 7- форсуночные камеры кондиционера; 8- секция второго подогрева; 9- насосы; I0- трехходовой клапан; II, I2- трубопроводы холодо- и теплоснабжения; I3- шумозаглушители; I4- наружный воздух; I5- выброс в атмосферу.

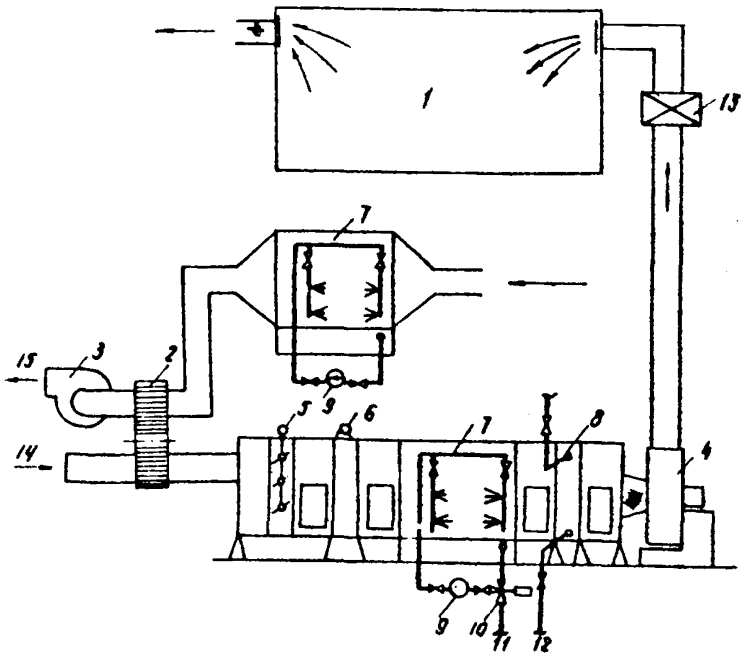


Рис. 8. Схема прямоточной системы кондиционирования воздуха с вращающимся регенератором и испарительным охлаждением вспомогательного потока наружного воздуха: I- кондиционируемое помещение; 2- вращающийся регенератор; 3,4- вытяжной и приточный вентиляторы; 5- воздушный клапан; 6- фильтр; 7- форсуночные камеры кондиционера; 8- секция второго подогрева; 9- насосы; I0- трехходовой клапан; II,I2- трубопроводы холодо- и теплоснабжения; I3- шумозаглушитель; I4- наружный воздух; I5- выброс в атмосферу.

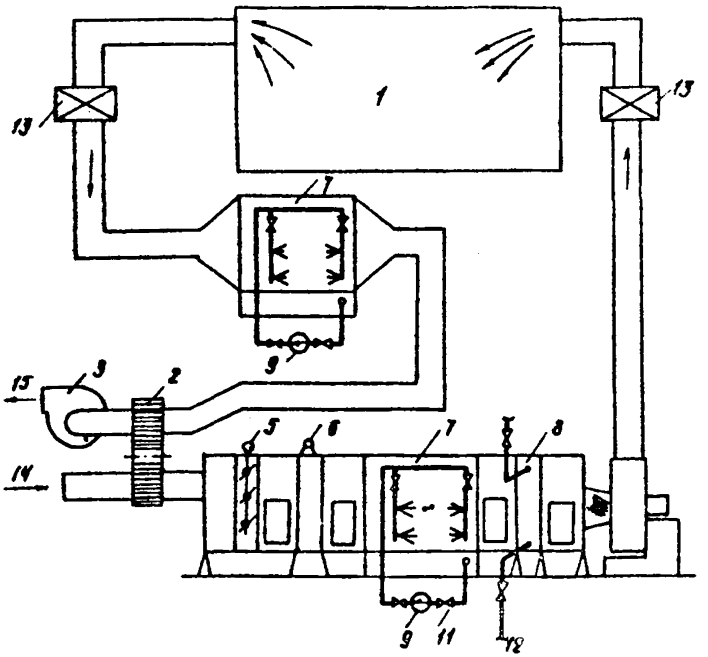


Рис.9.Схема двухступенчатой системы регенеративного испарительного охлаждения с вращающимся регенератором и форсуночными камерами:I- кондиционируемое помещение; 2- вращающийся регенератор; 3,4- вытяжной и приточный вентиляторы; 5- воздушный клапан; 6- фильтр; 7- форсуночные камеры кондиционера; 8- секция второго подогрева; 9- насосы; I0- трехходовой клапан; II- задвижка; I2- трубопроводы теплоснабжения; I3- шумозаглушители; I4- наружный воздух; I5- выброс в атмосферу.

Процессы обработки воздуха на J-d диаграмме в системе с вращающимся регенератором с гигроскопической и негигроскопической насадками приведены на рис. 6.

4.3. Вращающиеся регенераторы могут применяться в сочетании с испарительным или косвенным испарительным охлаждением воздуха, то есть в системах регенеративного испарительного охлаждения, а также в комбинированных системах с совместным использованием машинного и испарительного охлаждения.

С целью уменьшения затрат холода на обработку приточного воздуха в летнее время можно применить испарительное охлаждение удаляемого воздуха для снижения его температуры перед поступлением во вращающийся регенератор (рис. 7) или испарительное охлаждение вспомогательного потока наружного воздуха для снижения температуры основного потока (рис. 8). Такая схема применяется в случаях, когда не допустим переток удаляемого воздуха в приточный через уплотнения регенератора или затруднен подвод воздуховодов вытяжной вентиляции.

На рис. 9 представлена принципиальная схема двухступенчатой системы регенеративного испарительного охлаждения с вращающимся регенератором и форсуночными камерами.

4.4. В зимний период при отрицательных температурах необходимо с помощью графика (прил. 5) оценить опасность замерзания конденсата, выпадающего на поверх-

ности насадки вращающегося регенератора. Условия обмерзания насадки характеризуются минимальной температурой насадки t_{n1} и долей сухой поверхности Д, представляющей собой отношение сухой части поверхности F_c к теплообменной поверхности насадки F_r, омываемой горячим воздухом. Если точка, характеризующаяся данными значениями t_{n1} и Д, расположена выше граничной линии на графике (прил. 5), то обмерзания не происходит, если ниже, то следует предусмотреть мероприятия по предотвращению обмерзания насадки путем изменения теплопроизводительности регенератора за счет уменьшения частоты вращения насадки (рис. I0), подогрева части наружного или удаляемого воздуха (рис. II), перепуска части наружного воздуха в обход регенератора или подмешивания удаляемого воздуха к наружному перед регенератором (рис. I2).

Можно предусматривать автоматическую остановку вращения регенератора на 3-5 мин. или прерывание подачи воздуха на период оттаивания образовавшегося льда, если это допустимо по условиям эксплуатации.

4.5. Регулирование теплопроизводительности регенераторов путем уменьшения числа оборотов насадки (см. рис. I0), являясь эффективным способом предотвращения обмерзания, требует специального устройства, обеспечивающего плавное изменение числа оборотов в широком диапазоне, вплоть до полной остановки.

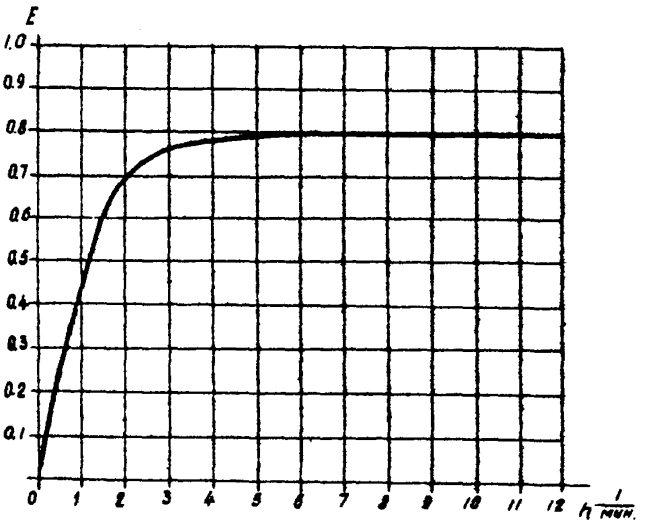


Рис.10.Влияние частоты вращения насадки регенератора ВРТ-2 на величину эффективности теплообмена Е.

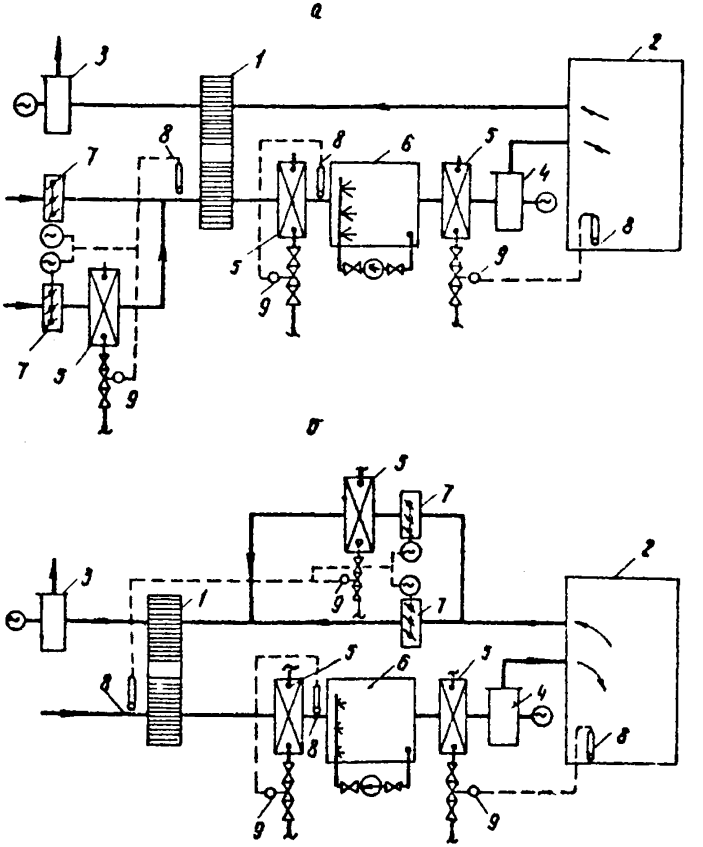


Рис.II.Принципиальная схема устройств по предотвращению обмерзания вращающегося регенератора и автоматического регулирования системы в зимний период: а-подогрев наружного воздуха на входе в регенератор; б - подогрев удаляемого воздуха на входе в регенератор(1-вращающийся регенератор;2-кондиционируемое помещение; 3,4-соответственно вытяжной и приточный вентиляторы;5-теплообменники для подогрева воздуха; 6-форсуночная камера;7-воздушные клапаны;8-датчики температуры; 9-клапаны пропорционального регулирования).

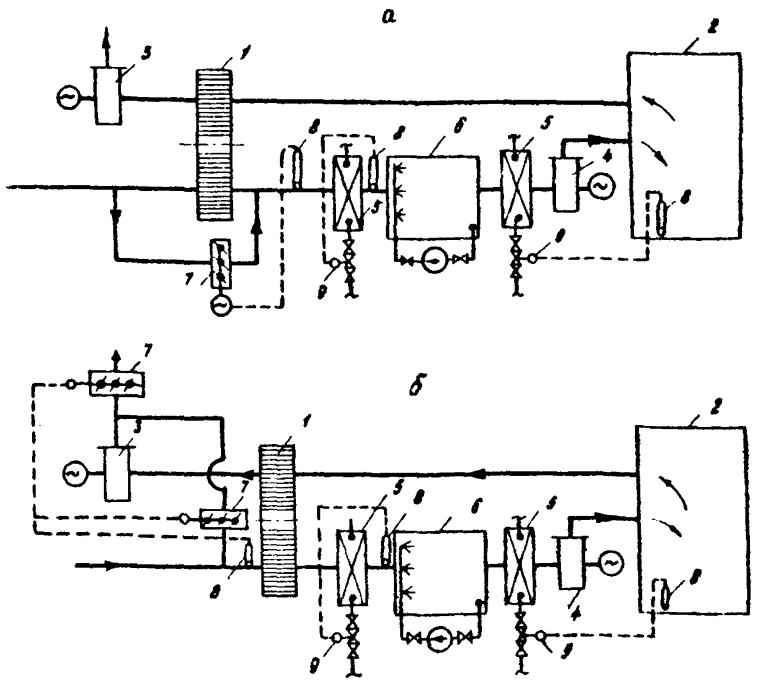


Рис.I2. Принципиальные схемы устройств по предотвращению обмерзания вращающегося регенератора и автоматического регулирования системы в зимний период:а -перепуск приточного воздуха в обход регенератора;б - подмешивание удаляемого воздуха к наружному перед регенератором(I-вращающийся регенератор; 2-кондиционируемое помещение; 3,4- соответственно вытяжной и приточный вентиляторы; 5-теплообменники для подогрева воздуха; 6-форсуночная камера;7-воздушный клапан; 8-датчики температуры; 9-клапаны пропорционального регулирования).

Подогрев части наружного воздуха перед поступлением в регенератор (см. рис. II, а) является одним из распространенных и надежных способов предотвращения обмерзания.

Подогрев удаляемого воздуха на входе в регенератор (см. рис. I0, б) - малоэкономичен и может применяться в отдельных случаях при соответствующем обосновании.

Байпасирование части наружного воздуха в обход регенератора (см. рис. I2, а) является достаточно простым и экономичным средством против обмерзания, но с ограниченной областью применения.

Подмешивание удаляемого воздуха к наружному перед регенератором (см. рис. I2, б) можно применять, если это допустимо по санитарно-гигиеническим нормам, при небольших отрицательных температурах наружного воздуха.

4.6. При проектировании систем вентиляции и кондиционирования с вращающимися регенераторами следует обеспечивать примерное равенство расходов приточного и удаляемого воздуха через регенератор. Допускается неравенство расходов приточного и удаляемого воздуха в пределах 30 %.

4.7. Для удобства обслуживания вращающиеся регенераторы целесообразно размещать в непосредственной близости от основного вентиляционного оборудования. Допускается размещать их в камерах кондиционеров, на технических этажах, в отдельных или смежных с вентиляционным оборудо-

ванием помещениях, в подвальных или чердачных помещениях, а также вне помещений, в том числе на кровле. В последнем случае подводящие воздуховоды и регенератор должны иметь теплоизоляцию с влагонепроницаемым покрытием для защиты от атмосферных осадков.

4.8. При проектировании вентиляционных систем следует предусматривать прокладку приточных и вытяжных воздуховодов в непосредственной близости от основного вентиляционного оборудования для удобства присоединения их к вращающимся регенераторам.

4.9. Присоединение приточных и вытяжных воздуховодов должно обеспечивать противоточное движение воздушных потоков через вращающийся регенератор.

4.10. Присоединительные к регенераторам воздуховоды должны быть снабжены съемными лючками для очистки поверхности насадки от пыли с помощью пылесоса или щетки. При необходимости следует предусматривать герметически закрывающиеся дверцы, обеспечивающие доступ к регенератору для обслуживания и очистки.

Примечание. При длительных остановках и перерывах в работе вращающегося регенератора возможно осаждение пыли в каналах и на фронтальной поверхности насадки, что требует периодической очистки.

4.II. При большом количестве вытяжных систем малой воздухопроизводительности рекомендуется их укрупнение путем объединения в воздуховодах или камерах статического давления, обеспечивающих аэродинамическую устойчивость и удобство подключения к вращающимся регенераторам.

4.I2. При больших расходах приточного и вытяжного воздуха целесообразно применять параллельную установку нескольких вращающихся регенераторов с использованием общих подводящих и отводящих воздуховодов или камер, рис. I3.

4.I3. Вытяжной вентилятор рекомендуется устанавливать после вращающегося регенератора, а приточный - до него (рис. I4,а) с целью подсоса приточного воздуха в удаляемый. Допускается также установка вытяжных и приточных вентиляторов, обеспечивающих одновременно разряжение или подпор в регенераторе (рис. I4, б), но при этом в соединительных воздуховодах должен поддерживаться перепад давлений не менее 40 ÷ I00 Па, чтобы переток был направлен из приточного воздуха в удаляемый.

4.I4. При проектировании вентиляционных систем с вращающимися регенераторами очистку наружного воздуха от пыли, как и в обычных системах, следует предусматривать в воздухоприготовительных установках или кондиционерах. Благодаря свойству самоочистки вращающегося регенератора

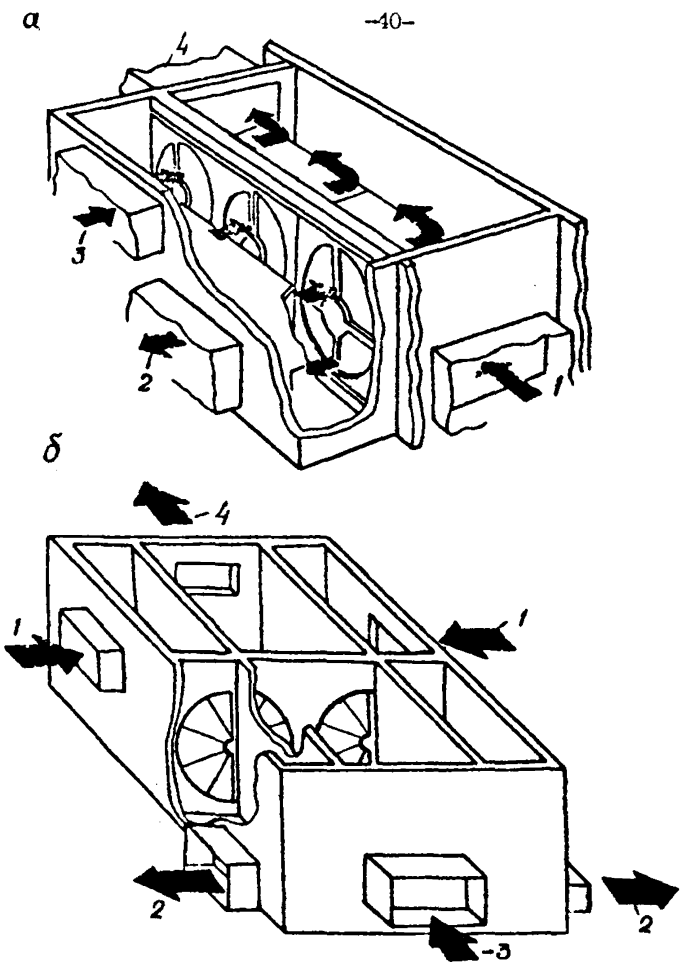


Рис.13.Принципиальная схема параллельной установки вращающихся регенераторов: а-при горизонтальном разделении воздушных потоков; б - при вертикальном разделении воздушных потоков (1-вытяжной воздух из помещений; 2-выброс удаляемого воздуха после регенераторов;3-забор наружного воздуха; 4- приточный воздух после регенераторов).

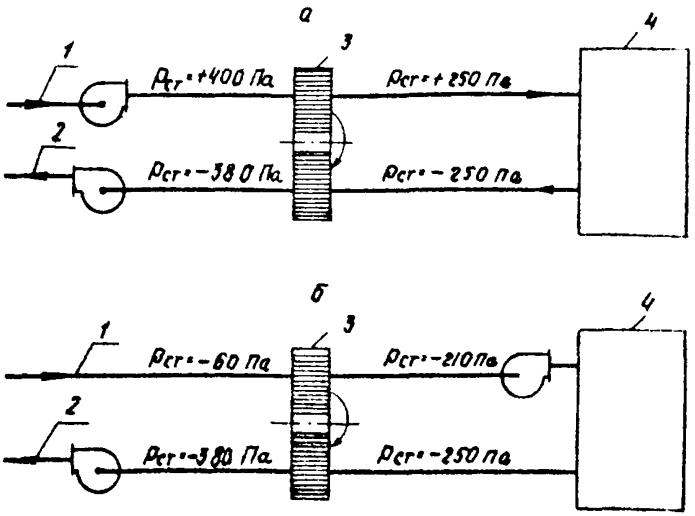


Рис.I4.Принципиальные схемы установки приточных и вытяжных вентиляторов по отношению к вращающемуся регенератору(значения давлений даны условные,чтобы показать требуемые перепады давлений 40+ I00Па между воздушными потоками в присоединительных воздуховодах):а -подпор в приточных воздуховодах и разряжение в вытяжных воздуховодах; б - разряжение в приточных и вытяжных воздуховодах (I-приточный воздуховод; 2-вытяжной воздуховод;3-вращающийся регенератор; 4-обслуживаемое помещение).

вследствие постоянного изменения направления движения воздушных потоков через каналы насадки обычно не требуется установка дополнительного фильтра для очистки наружного воздуха на входе в регенератор. В условиях большой запыленности наружного воздуха и при соответствующем обосновании допускается устанавливать перед регенератором фильтр грубой очистки.

Как правило, устанавливать фильтр для очистки удаляемого воздуха перед поступлением во вращающийся регенератор не требуется. В отдельных производственных зданиях, в воздухе которых содержится волокнистая, маслянистая или крупнодисперсная пыль, допускается установка фильтра грубой очистки удаляемого воздуха.

5. СХЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

5.1. Параметры приточного воздуха в системах вентиляции и кондиционирования воздуха с вращающимися регенераторами можно регулировать в кондиционере или воздухоприготовительной установке, а также одновременно в регенераторе и в кондиционере. В первом случае состояние воздуха после регенератора изменяется в соответствии с состоянием наружного воздуха, но с меньшими амплитудами температур и энтальпий, что приводит к выравниванию параметров воздуха перед кондиционером и улучшению условий автоматического регулирования. Во втором случае увеличивается диапазон регулирования, но усложняется схема.

5.2. В системах вентиляции и кондиционирования воздуха с вращающимися регенераторами схемы автоматического регулирования параметров воды и воздуха в кондиционерах и воздухоприготовительных установках следует проектировать в соответствии с типовыми решениями, рекомендуемыми для традиционных систем.

5.3. Проектирование автоматического регулирования систем с вращающимися регенераторами для холодного периода года имеет свои особенности.

При частичном подогреве наружного или удаляемого воздуха (рис. II) следует применять двухпозиционное или пропорциональное регулирование расходов воздуха с помощью воздушных клапанов и пропорциональное регулирование расхода теплоносителя в воздухонагревателе.

При перепуске воздуха в обход регенератора (рис. I2, а) можно применять пропорциональное регулирование расхода приточного воздуха в обводном воздуховоде. Допускается применять также двухпозиционное регулирование расходов воздуха в обводном воздуховоде и регенераторе с помощью воздушных клапанов.

При подмешивании удаляемого воздуха к наружному перед регенератором, как правило, следует применять пропорциональное регулирование расходов удаляемого воздуха (рис. I2, б).

При изменении тепловой эффективности регенератора за счет частоты вращения насадки следует применять

пропорциональное регулирование частоты вращения насадки до полной ее остановки.

5.4. Для теплого периода года рекомендуется применять регулирование тепловой эффективности регенератора путем перепуска воздуха в обход регенератора или изменения частоты вращения насадки.

5.5. Автоматическую защиту от замораживания подогревателей наружного воздуха следует выполнять в соответствии с типовыми схемами, применяемыми для традиционных систем.

6. РАСЧЕТ ВРАЩАЮЩИХСЯ РЕГЕНЕРАТОРОВ

6.1. Тепловой расчет вращающихся регенераторов может быть конструкторским и поверочным. Конструкторский расчет, выполняемый при проектировании новых теплообменников, позволяет по заданным расходам и параметрам воздуха на входе и выходе определить конструктивные характеристики аппарата.

Поверочный расчет, выполняемый для спроектированных или изготовленных теплообменников, при известных конструктивных характеристиках, расходах и параметрах воздуха на входе в регенератор позволяет определить параметры воздуха на выходе из него.

6.2. В расчетах используется понятие "эффектив-

ность теплообмена регенератора E", представляющее собой отношение фактически переданного явного тепла (или холода) $Q_я$ к максимальному его количеству, которое может быть передано в идеальном регенераторе с бесконечно большой поверхностью теплообмена $Q_{я max}$.

$$E = \frac{Q_я}{Q_{я max}} = \frac{W_r(t_{r1}-i_{r2})}{W_{min}(t_{r1}-t_{x1})} = \frac{W_x(t_{x2}-t_{x1})}{W_{min}(t_{r1}-t_{x1})}, \quad (6.I)$$

где: W_r, W_x и W_{min}- соответственно водяные эквиваленты горячего и холодного воздушного потоков, а также наименьший из них, кДж/с.К или кВт/К;

$t_{r1}, t_{x1}, t_{r2}, t_{x2}$ - соответственно температура горячего и холодного воздуха на входе и выходе регенератора, ^{o}C.

Примечание: водяной эквивалент потока вычисляют как произведение расхода воздуха G (кг/с) и его теплоемкости c_p (кДж/кг.К), то есть $W = G \cdot c_p$. При одинаковых расходах воздуха водяные эквиваленты потоков можно считать равными между собой.

При совместном тепло- и массообмене в регенераторе используется понятие эффективности теплообмена аппарата по полному теплу $E_п$, представляющее собой отношение фактически переданного полного тепла к максимальному количеству, которое может быть передано в идеальном регенераторе с бесконечно большой поверхностью

$$E_п = \frac{Q_п}{Q_{пmax}} = \frac{\xi_г W_г (t_{г1} - t_{г2})}{W^и_{min}(t_{г1} - t_{х1})} = \frac{\xi_х W_х (t_{х2} - t_{х1})}{W^и_{min}(t_{г1} - t_{х1})}, \quad (6.2)$$

где $\xi_г$, $\xi_х$, $\xi^и_г$, $\xi^и_х$ - соответственно коэффициенты соотношений полного и явного тепла в горячем и холодном потоках для реального и идеального регенератора;

W_{min} - наименьшее значение из произведений $\xi^и_г W_г$ и $\xi^и_х W_х$, кДж/с.К или кВт/К.

6.3. Величины E и $E_п$ зависят от числа единиц переноса тепла N_0, соотношения расходов теплоносителей, выраженного через соотношение минимальных и максимальных водяных эквивалентов $\frac{W_{min}}{W_{max}}$, схемы движения потоков и частоты вращения насадки. При противоточном движении воздушных потоков выражение эффективности при сухом теплообмене имеет вид:

$$E = \frac{1 - e^{-N_0(1 - \frac{W_{min}}{W_{max}})}}{1 - \frac{W_{min}}{W_{max}} \cdot e^{-N_0(1 - \frac{W_{min}}{W_{max}})}} \cdot П, \quad (6.3)$$

а при равенстве водяных эквивалентов воздушных потоков

$$E = \frac{N_0}{1 + N_0} \cdot П.$$

При совместном тепло- и массообмене:

$$E_п = \frac{W_{min}}{W^н_{min}} \cdot \frac{1-e^{-N_{оп}(1-\frac{W_{min}}{W_{max}})}}{1-\frac{W_{min}}{W_{max}} \cdot e^{-N_{оп}(1-\frac{W_{min}}{W_{max}})}} \cdot П \quad ,(6.4)$$

а при равенстве водяных эквивалентов воздушных потоков

$$E_п = \frac{W}{W^н} \cdot \frac{N_{оп}}{1+N_{оп}} \cdot П .$$

Здесь W_{min} - наименьшее значение из величин $W_г$ и $W_х$ или из $\xi_г W_г$ и $\xi_х W_х$

$W^н_{min}$ - наименьшее значение из величин $\xi^н_г W_г$ и $\xi^н_х W_х$;

$П$ - поправочный множитель на частоту вращения.

Примечание: численные значения E и $E_п$ можно также определить с помощью графика[п] прил. 2, умножив найденную из него величину эффективности на поправочный множитель $П$.

6.4. Поправочный коэффициент $П$, учитывающий частоту вращения насадки, определяют по выражению:

$$П = 1 - \frac{1}{8{,}3\left(\frac{W_{нас}}{W_{min}}\right)^2} \quad , (6.5)$$

где $W_{нас}$ - водяной эквивалент насадки, кДж/с.К или кВт/К, определяемый следующим образом:

$$W_{нас} = \frac{G_{нас} \cdot C_{нас} \cdot n}{60} \quad (6.6)$$

При $\frac{W_{нас}}{W_{min}} \geqslant 5$ поправочный коэффициент $П \approx I$ и дальнейшее увеличение частоты вращения насадки не влияет на эффективность теплообмена вращающегося регенератора.

6.5. Число единиц переноса тепла во вращающемся регенераторе при сухом теплообмене определяют по выражению:

$$N_o = \frac{1}{W_{min}} \left(\frac{1}{\frac{1}{\alpha_r F_r} + \frac{1}{\alpha_x F_x}} \right) \qquad (6.7)$$

а при совместном тепло- и массообмене по выражению

$$N_o = \frac{1}{W_{min}} \left(\frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_r \alpha_r F_r} + \frac{1}{\varepsilon_x \alpha_x F_x}} \right), \qquad (6.8)$$

где α_r, α_x - коэффициенты теплоотдачи от горячего воздуха к насадке и от насадки к холодному воздуху, Вт/м2·°С

F_r, F_x - поверхность насадки, омываемая горячим и холодным воздухом, м2.

6.6. Температуру поверхности на входе холодного $t_{п1}$ и горячего $t_{п2}$ воздуха следует вычислять по формулам:

$$t_{п1} = \frac{\alpha_r t_{r2} F_r + \alpha_x t_{x1} F_x}{\alpha_r F_r + \alpha_x F_x} \ [°], \qquad (6.9)$$

$$t_{п2} = \frac{\alpha_r t_{r1} F_r + \alpha_x t_{x2} F_x}{\alpha_r F_r + \alpha_x F_x} \ [°]. \qquad (6.10)$$

При равных величинах поверхностей, омываемых горячим и холодным потоками, и одинаковых расходах воздуха температуру поверхностей можно вычислять по формулам:

$$t_{n1} = \frac{t_{г2} + t_{х1}}{2}; \qquad (6.11)$$

$$t_{n2} = \frac{t_{г1} + t_{х2}}{2}. \qquad (6.12)$$

Значения энтальпии воздушного слоя, непосредственно прилегающего к поверхности насадки J_{n1} и J_{n2}, вычисляют следующим образом: если температура поверхности ниже температуры точки росы охлаждаемого воздуха ($t_n < t_p$), то поверхность покрыта конденсатом и энтальпию находят по выражению:

$$J_n = 1{,}005 \cdot t_n + (2500 + 1{,}8 \cdot t_n) \cdot d_n / 1000 \text{ кДж/кг}. \qquad (6.13)$$

Если $t_n > t_p$, то поверхность сухая, и энтальпию воздушного слоя у поверхности определяют следующим образом:

$$J_n = 1{,}005 \cdot t_n + (2500 + 1{,}8 \cdot t_n) \cdot d_p / 1000 \text{ кДж/кг}, \qquad (6.14)$$

где d_n и d_p - соответственно влагосодержание насыщенного воздуха при температуре поверхности и при температуре точки росы, г/кг.

Примечание: значение J_n можно также найти непосредственно из J-d диаграммы в точке пересечения линий $t = \text{const}$ и $\varphi = 100\ \%$ (если $t_n < t_p$) и в точке пересечения линий $t = \text{const}$ и $d_p = \text{const}$ (если $t_n > t_p$).

6.7. При выполнении тепловых расчетов вращающихся регенераторов необходимо учитывать следующие особенности их работы:

а) поверхности насадки, находящиеся в горячем потоке $F_г$ и в холодном потоке $F_х$, омываются воздухом с обеих сторон, поэтому в расчетах оперируют двухсторонней поверхностью листов, образующих насадку;

б) вследствие соприкосновения листов друг с другом поверхность насадки, омываемая воздухом, меньше поверхности, фактически содержащейся в объеме насадки; не участвует в теплообмене также часть насадки, находящаяся под радиальными уплотнениями;

в) при температурах насадки больше, чем минус 2 + 0° С и воздуха до + 35° С в холодном потоке испаряется все количество влаги, которое конденсируется в потоке горячего воздуха, поэтому $\xi_г = \xi_х$, а лучи процессов изменения состояний горячего и холодного воздуха в $J-d$ диаграмме параллельны между собой (см. рис. 6); по этой же причине величина эффективности E, вычисляемая по выражению (6.I), имеет одинаковое значение как для сухого теплообмена, так и совместного тепло- и массообмена;

г) при температурах насадки ниже минус 2° С возможно замерзание выпадающего конденсата и обмерзание аппарата, если интенсивность образования льда (инея) превышает интенсивность его испарения в потоке поступающего наружного воздуха; если интенсивность образования льда

(инея) и его испарения одинаковы, то обмерзания не происходит, и линии процессов изменения состояния воздуха в регенераторе на $J-d$ диаграмме не пересекают линии насыщения надо льдом $\varphi = 100\ \%$.

Примечания: I. При треугольных каналах из плоских и гофрированных листов потери поверхности в местах соприкосновения гофр и плоских листов могут составлять от 10 до 28 %.

2. Величины теплообменной поверхности в табл. 2 приведены с учетом потерь за счет контакта плоских и гофрированных листов.

6.8. Доли сухой поверхности Д насадки регенератора при одинаковых расходах воздуха вычисляют по следующей зависимости:

$$Д = \frac{1}{N_r \cdot \Pi}\left\{\theta_p(N_r+1) - \frac{1}{A}\left[1+N_r(1-\Pi)\right]\right\}; \qquad (6.15)$$

при различных расходах горячего и холодного воздуха:

$$Д = -\frac{1}{N_r(1-B)}\ln\left\{\frac{\frac{A}{(1-B)}\cdot\left[\theta_p - \theta_p B e^{N_r(1+B)} - \Pi\right] - \frac{(1-\Pi)\cdot(2-B)}{(1-B)}}{\Pi\cdot\left[1-\frac{A}{(1-B)}\right]}\right\}, \qquad (6.16)$$

где: $N_r = \frac{\alpha_o \cdot F_r}{W_r}$ - число единиц переноса тепла со стороны горячего потока воздуха;

$B = \frac{W_r}{W_x}$ - соотношение водяных эквивалентов горячего и холодного воздуха;

$\theta_p = \frac{t_{r1} - t_p}{t_{r1} - t_{x1}}$ - температурный критерий, учитывающий возможность выпадения кон-

денсата в насадке регенератора в зависимости от температуры точки росы горячего воздуха t_p ;

$A = \frac{\alpha_r}{\alpha_o}$ - соотношение коэффициентов теплоотдачи со стороны горячего воздуха и общего коэффициента теплоотдачи регенератора $\alpha_o = 1/(1/\alpha_r + 1/\alpha_x)$;

Π - поправочный множитель по выражению (6.5), учитывающий частоту вращения.

6.9. Минимальную температуру, до которой необходимо подогреть наружный воздух, чтобы избежать обмерзания регенератора, следует определять по следующим выражениям:

при одинаковых расходах воздуха -

$$t_л = t_{r1} - \frac{(t_{r1} - t_p)\cdot(N_r + 1)}{Д\cdot N_r + \frac{1}{A}} \quad ; \qquad (6.17)$$

при различных расходах воздуха -

$$t_л = t_{r1} - \frac{(t_{r1} - t_p)\cdot[1 - B\cdot e^{-N_r(1-B)}]}{1 + [\frac{(1-B)}{A} - 1]\cdot e^{-N_r(1-B)\cdot Д}} \quad . \qquad (6.18)$$

Значения Д принимают по прил. 5 в точке пересечения граничной линии и кривой предварительного подогрева.

6.10. Конструкторский расчет регенератора при известных расходах горячего и холодного воздуха G_r и G_x , а также температурах горячего и холодного воздуха

на входе и выходе, состоит в определении общей поверхности насадки и размеров теплообменника. Последовательность расчета следующая:

а) выбирают тип поверхности насадки;

б) по выражению (6.I) вычисляют требуемую величину E;

в) вычисляют отношение $\frac{W_{min}}{W_{max}}$, задаются величиной $\frac{W_{max}}{W_{min}} \geqslant 5$, рассчитывают поправочный множитель $П$ по выражению (6.5) и из формул (6.3), (6.4) или из графика (прил. 2) определяют значение числа единиц переноса тепла N_o, обеспечивающего требуемую величину E;

г) принимают скорость прохождения воздуха в диапазоне от 2 до 5 м/с и вычисляют живые сечения горячего и холодного потоков $f_{ж.г}$ и $f_{ж.х}$;

д) определяют фронтальную поверхность насадки без учета площадей, занимаемых радиальными уплотнениями и центральным валом;

е) вычисляют коэффициенты теплоотдачи $\alpha_г$ и $\alpha_х$ для выбранного типа поверхности;

ж) из выражений (6.7) или (6.8) определяют поверхности, омываемые горячим и холодным воздухом $F_г$ и $F_х$;

з) находят общую расчетную поверхность насадки, ее объем и глубину, а затем общую фронтальную поверхность насадки с учетом уплотнений и центрального вала, а также ее диаметр;

и) из соотношения $\frac{W_{нас}}{W_{min}} \geqslant 5$ рассчитывают частоту вращения насадки.

6.II. Поверочный расчет при известных расходах горячего и холодного воздуха $G_г$ и $G_х$, а также параметрах воздуха на входе в регенератор $t_{г1}, J_{г1}, t_{х1}, J_{х1}$, известных величинах теплообменной поверхности $F_г$ и $F_х$ и заданной частоте вращения n, состоит в определении параметров воздушных потоков на выходе из регенератора. Последовательность расчета следующая:

а) вычисляют скорости горячего и холодного потоков воздуха и коэффициенты теплоотдачи $\alpha_г$ и $\alpha_х$ для соответствующего типа теплообменной поверхности насадки;

б) находят число единиц переноса тепла N_0 по выражению (6.7);

в) по уравнению (6.3) или из графика (прил. 2) определяют эффективность теплообмена E, с помощью которой, используя зависимость (6.I), находят температуру воздуха на выходе из регенератора $t_{г2}$ и $t_{х2}$;

г) вычисляют температуру поверхности насадки $t_{п1}$ и $t_{п2}$ по выражениям (6.9) - (6.I2);

д) если $t_{п1}$ и $t_{п2}$ больше температуры точки росы $t_р$, то расчет заканчивают. Если $t_{п1}$ или $t_{п2} < t_р$, то это свидетельствует о том, что в регенераторе происходит конденсация влаги и тогда по уравнениям (6.I3) и (6.I4) или непосредственно из J-d диаграммы

определяют энтальпии воздуха у поверхности $J_{п1}$ и $J_{п2}$;

е) строят в $J-d$ диаграмме процессы изменения состояний воздуха при прохождении через регенератор (рис. I5): наносят точки начальных параметров воздуха на входе в регенератор (точки I при $t_{г1}$ и $J_{г1}$ и I′ при $t_{х1}$ и $J_{х1}$), а также точки, соответствующие параметрам воздуха над поверхностью насадки (точка А при $t_{п2}$ и $J_{п2}$, а также точка Ж при $t_{п1}$ и $J_{п1}$); отрезок между значениями энтальпий $J_{п1}$ и $J_{п2}$ делят на n равных частей, а отрезок между значениями температур воздуха $t_{г1}$ и $t_{г2}$ - на $n+1$ частей; наносят точки, характеризующие состояние воздуха над сухой частью насадки (точки А и Б на пересечении линий $d_{г1}=const$ и $J_{п}=const$) и над смоченной поверхностью (точки В,Г,Д, Е,Ж на пересечении линий $\varphi = 100\ \%$ и $J_{п}=const$); из точки I проводят прямую линию к точке А, эта прямая пересекает линию $t=const$ первого участка в точке 2, из которой проводят новую прямую к точке Б, и т.д. Таким образом получают ломаную линию I-2-3-4-5-6-7-8, характеризующую изменение состояния горячего воздуха при прохождении через регенератор; в точке 8 пересечения линий $t_{г2}$ и ломаной находят значение $J_{г2}$; из точки I′ проводят линию, параллельную прямой I-8 до пересечения с $t_{х2}=const$ в точке 2′ , по которой определяют величину $J_{х2}$;

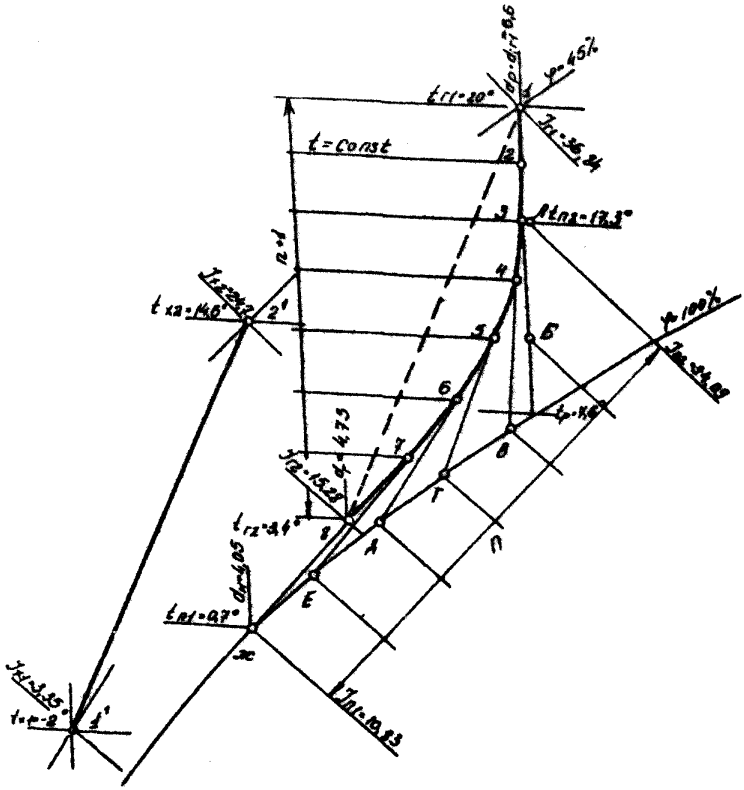


Рис.I5.Построение процессов изменения состояния воздуха во вращающемся регенераторе при совместном тепло-и массообмене (к примеру 2):I-2-3-4-5-6-7-8 -линия охлаждения горячего воздуха ; А,Б,В.Г,Д,Е,Ж-точки состояний воздушного слоя непосредственно над поверхностью насадки; I-8(пунктир)-линия условного процесса ох - лаждения горячего воздуха; I'-2'-линия условного процесса нагревания холодного воздуха.

ж) если наименьшая температура насадки $t_{п4} <$ $< -4^{0}$ С, то по выражениям (6.I5) или (6.I6) вычисляют долю сухой поверхности Д и по прил. 5 оценивают опасность обмерзания; если точка с координатами $t_{п4}$ и Д находится ниже граничной кривой, то следует предусмотреть меры по предотвращению обмерзания аппарата;

з) выбирают способ предотвращения обмерзания по одной из схем на рис. I0-I2; если принимают схему с предварительным подогревом наружного воздуха, то из точки с координатами $t_{п4}$ и Д проводят линию параллельную кривым подогрева до пересечения с граничной линией; в точке пересечения или несколько выше граничной линии определяют требуемое значение Д, которое подставляют в формулу (6.I7) или (6.I8) и рассчитывают минимальную температуру предварительного подогрева наружного воздуха $t_{я}$; принимают $t_{н4} = t_{я}$ и расчет повторяют по п.п. 6.II,в - 6.II,е; если принимают схему с байпасированием наружного воздуха, то, задавшись минимальным расходом наружного воздуха через регенератор, расчет повторяют по п.п. 6.II.а - 6.II,е.

6.I2. Аэродинамическое сопротивление вращающегося регенератора ΔP следует рассчитывать как сумму потерь давления на преодоление сил трения в каналах насадки $\Delta P_{н}$ и потерь на входе в нее $\Delta P_{вх}$. Потери давления в насадке вычисляют по формуле:

$$\Delta P_н = \xi_{тр} \cdot \frac{l}{d_э} \cdot \frac{\rho v^2}{2}, \quad Па, \qquad (6.19)$$

а потери на вход по формуле:

$$\Delta P_{вх} = \frac{\rho v^2}{2}\left(1 - \omega^2 + K_{вх}\right), Па, \qquad (6.20)$$

где $\xi_{тр}$ - коэффициент сопротивления трения для данного типа каналов насадки;

l - длина каналов, м;

$d_э$ - эквивалентный диаметр каналов, м;

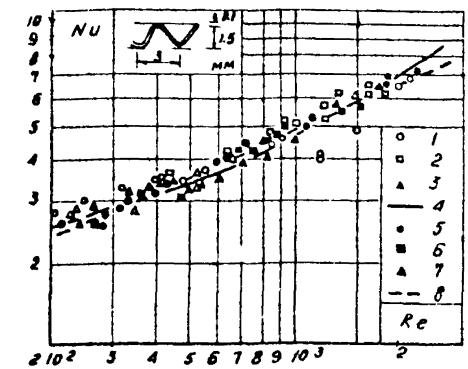
ρ - плотность воздуха, кг/м^3;

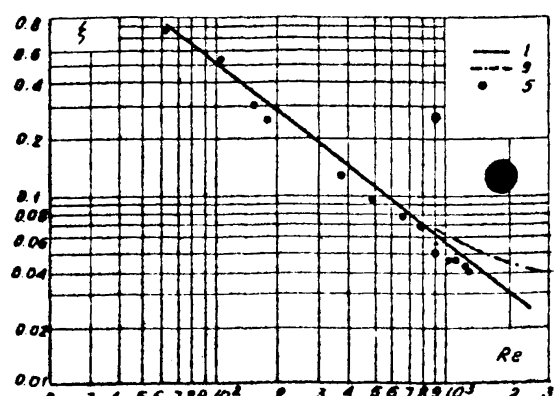
v - скорость воздуха, м/с;

ω - отношение живого сечения к фронтальному сечению насадки;

$K_{вх}$ - коэффициент, учитывающий потери давления на входе в насадку (по прил. 4).

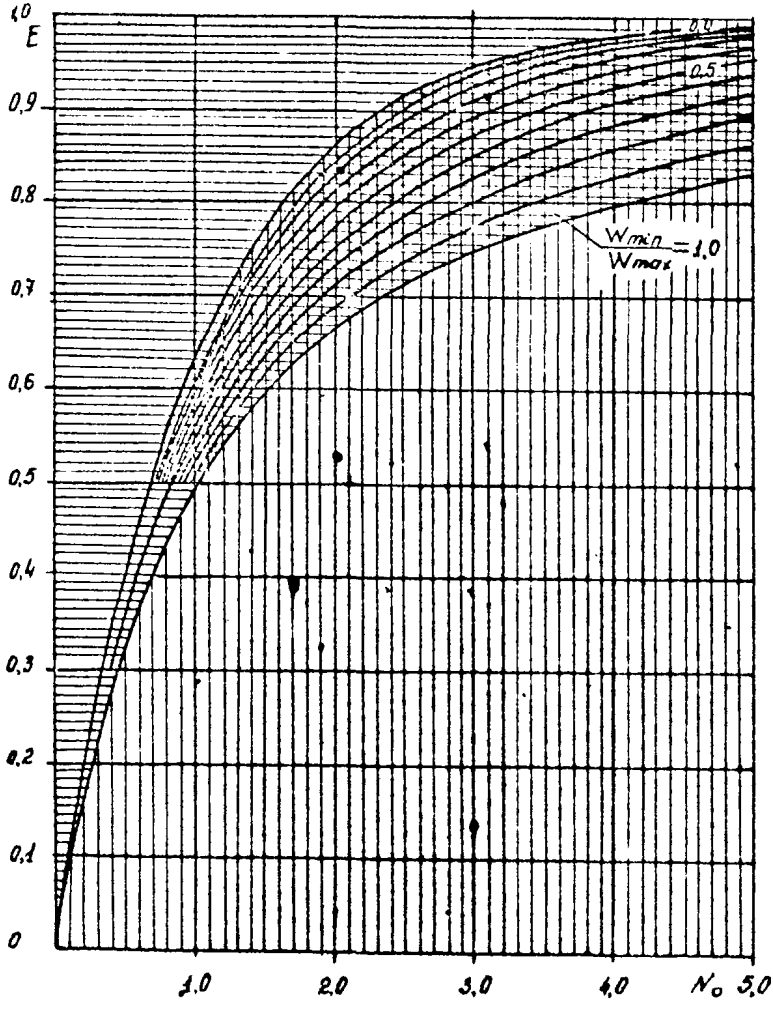
ПРИЛОЖЕНИЯ





Теплоотдача и коэффициент сопротивления треугольных каналов по данным различных авторов: 1–В.К.Мигай; 2–Л.Н.Ильин; 3–М.Кокс и Р.Стивен; 4–З.Б.Семилет (обобщенная кривая); 5–7–В.М.Бузник и др. (5 – $d_э$=1,29мм; 6– $d_э$ = 1,04мм; 7– $d_э$ = 1,36); 8–О.О.Кремнев; 9–В.М. Кейс и А.Л.Лондон.

Приложение 2.



Зависимость эффективности теплообмена от числа единиц переноса тепла для противоточного движения теплоносителей.

Приложение 3.

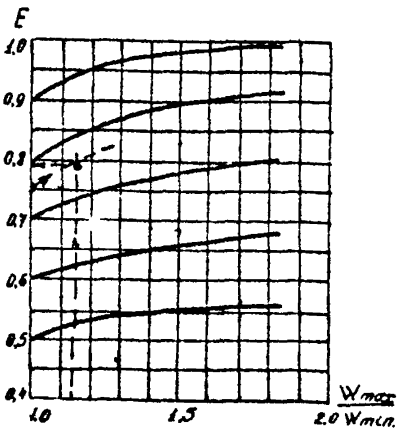


График для вычисления эффективности теплообмена E при неравных расходах воздушных потоков

Приложение 4.

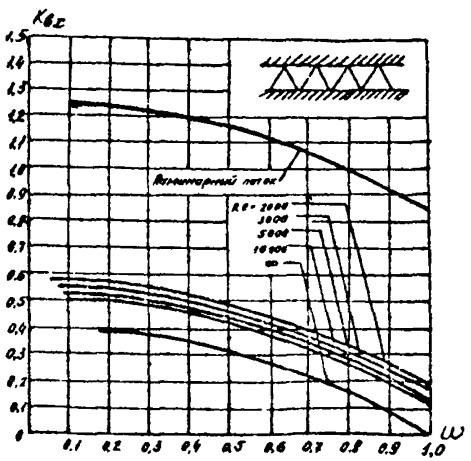


График для вычисления коэффициента, учитывающего потери давления на входе в регенератор.

Приложение 5.

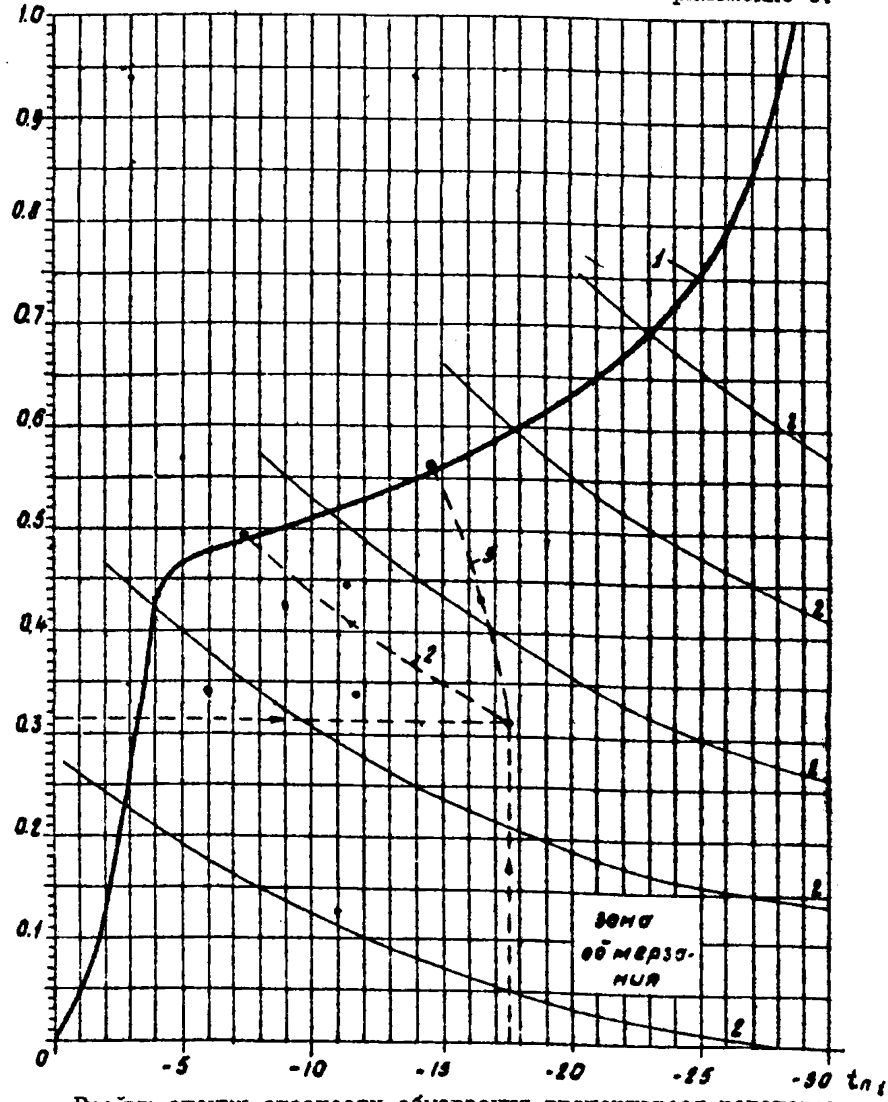


График оценки опасности обмерзания вращающегося регенератора с негигроскопической насадкой: 1-граничная линия; 2-линии предварительного подогрева наружного воздуха; 3-линия байпасирования наружного воздуха.

Приложение 6

Парциальное давление насыщенного водяного пара надо льдом (по таблицам Г. Бонгарда)

Температура, °С	0	-I	-2	-3	-4	-5
Давление, Па	6I0,5	562,I	5I7,I	475,4	436,8	40I,0
Давление, мм рт.ст.	4,579	4,2I6	3,879	3,566	3,276	3,008

-6	-7	-8	-9	-I0	-II	-I2	-I3	-I4
368,I	337,6	309,4	283,3	259,4	273,3	2I6,9	I98,I	I8C,9
2,76I	2,532	2,32I	2,I25	I,946	I,780	I,627	I,486	I,357

-I5	-I6	-I7	-I8	-I9	-20	-25	-30	-35
I65,0	I50,0	I36,9	I24,6	II3,3	I02,9	62,79	37,33	22,26
I,236	I,I25	I,027	0,935	0,85C	0,772	0,47I	0,280	0,I67

Приложение 7.

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

ПРИМЕР I

Для системы кондиционирования требуется разработать вращающийся регенератор, обеспечивающий в летний период возвращение 75 % холода из удаляемого вентиляционного воздуха.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Расходы приточного и удаляемого воздуха $G_г = G_х = 5{,}555$ кг/с; температура горячего и холодного воздуха на входе в регенератор $t_{г1} = 38^{\circ}C$ и $t_{х1} = 25^{\circ}C$. В качестве насадки теплообменника принята поверхность из гладкой и гофрированной алюминиевой фольги толщиной 0,I мм со следующей характеристикой: эквивалентный диаметр каналов $d_э = I{,}83$ мм, показатель компактности $\psi = 2559$ м2/м3; отношение живого сечения к фронтальному сечению насадки $\omega = 0{,}872$; шаг между гофрами - 3 мм, расстояние между листами фольги $B = I{,}8$ мм; доля поверхности, не омываемая воздухом $\theta = 0{,}255$; теплоемкость влажного воздуха $c_{рг} \approx c_{рх} = I{,}025$ кДж/(кг.К); средняя плотность воздуха $\rho = I{,}I8$ кг/м3; вязкость $\nu = I6 \cdot I0^{-6}$ м2/с; теплопроводность $\lambda = 2{,}67 \cdot I0^{-2}$ Вт/(м.К).

Р Е Ш Е Н И Е

Обеспечить возвращение 75 % холода из удаляемого воздуха можно с помощью регенератора, имеющего эффективность теплообмена $E = 0,75$.

Вычисляют водяные эквиваленты воздушных потоков и их соотношение:

$$W_г = W_х = G \cdot C_p = 5,555 \cdot 1,025 = 5,69 \text{ кДж/(с.К)}$$

или 5690 Вт/К.

Соотношение $\frac{W_{min}}{W_{max}} = 1$. Задаются соотношением $\frac{W_{нас}}{W_{min}} = 5$ и по выражению (6.5) находят поправочный множитель П

$$П = 1 - \frac{1}{8,3 \cdot \left(\frac{W_{нас}}{W_{min}}\right)} = 1 - \frac{1}{8,3 \cdot (5)^2} = 0,995.$$

По формуле (6.3) или из графика прил. 2 определяют значение, при котором обеспечивается $E = 0,75$.

$$N_o = \frac{E}{П - E} = \frac{0,75}{0,995 - 0,75} = 3,06.$$

Задаваясь значением $\upsilon = 3$ м/с, вычисляют живые сечения горячего и холодного потоков

$$f_{жг} = f_{жх} = \frac{G}{\upsilon_x \rho} = \frac{5,555}{3I,I8} = I,569 \text{ м}^2.$$

Определяют фронтальную поверхность теплообменника без учета площадей радиальных уплотнений и центрального вала

$$f_{фр} = \frac{f_{жг} + f_{жх}}{\omega} = \frac{1,569 + 1,569}{0,872} = 3,6 \text{ м}^2.$$

Вычисляют число Re :

$$Re = \frac{v \cdot d_э}{\nu} = \frac{3 \cdot 0,00183}{16 \cdot 10^{-6}} = 343.$$

Из графика (прил. 1) или по формуле О.О. Кремнева находят значение Nu для треугольных каналов:

$$Nu = 0,2 \cdot (Re)^{0,45} = 0,2 \times (343)^{0,45} = 2,767.$$

Отсюда

$$\alpha_г = \alpha_х = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_э} = \frac{2,767 \times 2,67 \times 10^{-2}}{0,00183} = 40,4 \text{ Вт/(м}^2\text{.К)}.$$

Преобразуя выражение (6.7) и имея в виду, что $W_{min} = 5690$ Вт/К, вычисляют поверхности насадки, омываемые горячим и холодным воздухом $F_г$ и $F_х$:

$$F_г = F_х = N_o \cdot W_{min}\left(\frac{1}{\alpha_г} + \frac{1}{\alpha_х}\right) = 3,06 \times 5690 \left(\frac{1}{40,4} + \frac{1}{40,4}\right) =$$

$= 861,9$ м².

Общая расчетная поверхность насадки F_o, омываемая воздушными потоками, равна $F_o = 861,9 + 861,9 = 1723,8$ м2. Определяют объем насадки регенератора, учитывая, что часть поверхности $\theta = 0,255$ не участвует в теплообмене:

$$V = \frac{F_o}{\psi(1-\theta)} = \frac{1723,8}{2559 \times (1 - 0,255)} = 0,904 \text{ м}^3.$$

Глубина насадки по ходу воздуха

$$\ell = \frac{V}{f_{фр}} = \frac{0,904}{3,6} = 0,251 \text{ м}.$$

Полагая, что площадь радиальных уплотнений составляет $\frac{1}{12} f_{фр}$, а площадь центрального вала при диаметре $D_в = 0,15$ м, $f_в = 0,0176$ м2, находят общую фронтальную поверхность теплообменника с учетом поверхности, занимаемой уплотнениями:

$$f_{фр} = 3,6 + \frac{1}{12} \times 3,6 + 0,0176 = 3,917 \text{ м}2,$$

откуда диаметр ротора

$$D_р = \sqrt{\frac{4 \times 3,917}{3,14}} = 2,33 \text{ м}.$$

Фактическая двухсторонняя поверхность насадки с учетом участков, скрытых уплотнениями, составит:

$$F_o^{ф} = \frac{\pi (D_р)^2}{4} \cdot \ell \cdot \psi = \frac{3,14 \times (2,33)^2 \times 0,251 \times 2559}{4} = 2737 \text{ м}2,$$

на изготовление которой требуется 1368,5 м² алюминиевой фольги. При толщине δ = 0,1 мм и $\rho_{нас}$ = 2500 кг/м³ масса фольги составит:

$$G_{нас}^{ф} = \frac{F_0^{ф}}{2} \cdot \delta \cdot \rho_{нас} = \frac{2737}{2} \times 0{,}0001 \times 2500 = 342 \text{ кг.}$$

масса насадки, участвующая в теплообмене

$$G_{нас} = \frac{F_0}{2} \cdot \delta \cdot \rho_{нас} = \frac{1723{,}8}{2} \times 0{,}0001 \times 2500 = 215{,}5 \text{ кг.}$$

Задаются отношением $\frac{W_{нас}}{W_{min}}$ = 5 и с помощью зависимости (6.6) определяют минимальную частоту вращения насадки, имея в виду, что теплоемкость алюминиевой фольги $C_{нас}$ = 0,87 кДж/(кг.К)

$$n = \frac{5 \cdot 60 \cdot W_{min}}{G_{нас} \cdot C_{нас}} = \frac{5 \times 60 \times 5{,}69}{215{,}5 \times 0{,}87} = 9{,}1 \text{ мин}^{-1}.$$

Найдя из прил. 1 значение $\xi_{тр}$ = 0,17, при Re = = 343 определим аэродинамическое сопротивление насадки по формуле (6.19):

$$\Delta P_{нг} \approx \Delta P_{нас} = \frac{\xi_{тр} \cdot l \cdot \rho \cdot w^2}{d_э \cdot 2} = \frac{0{,}17 \times 0{,}251 \times 1{,}10 \times (3)^2}{0{,}00183 \times 2} =$$

$$= 123{,}8 \text{ Па.}$$

Из прил. 4 для ламинарного потока и ω = 0,872 находят коэффициент потери давления на входе в насадку $K_{вх}$ = 0,95. Тогда потери давления на вход согласно выражению (6.20) составят:

$$\Delta P_{вх} = \frac{\rho \cdot v^2}{2}\left(1-\omega^2+K_{вх}\right)=\frac{1,18\times(3)^2\times\left(1-(0,872)^2+0,95\right)}{2}=$$

$$= 6,3 \text{ Па.}$$

Общие потери давления в регенераторе:

$$\Delta P_т = \Delta P_х = \Delta P_{нг} + \Delta P_{вх} = 123,8 + 6,3 = 130,1 \text{ Па.}$$

П Р И М Е Р 2

В системе вентиляции установлен вращающийся регенератор типа Эконовент РТ-1900 шведской фирмы "Мунтеро Эконовент АВ" с насадкой из алюминиевой фольги. Требуется определить эффективность аппарата и параметры воздушных потоков на выходе из регенератора, а также его аэродинамическое сопротивление.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Расход теплого воздуха, удаляемого из помещения, составляет $L_г = 3,888$ м^3/с, температура $t_{г1} = 20^\circ$ С, относительная влажность $\varphi = 45$ %, влагосодержание $d_{г1} = 6,6$ г/кг, энтальпия $J_{г1} = 36,84$ кДж/кг и температура точки росы $t_р = 7,6^\circ$ С. Наружный воздух также в количестве $L_х = 3,888$ м^3/с поступает с начальной температурой $t_{х1} = -2^\circ$ С и энтальпией $J_{х1} = 3,35$ кДж/кг.

Конструктивные характеристики согласно каталогов фирмы следующие: поверхность насадки изготовлена из чередующихся плоских и гофрированных листов фольги толщиной

δ = 0,1 мм, образующих треугольные каналы с эквивалентным диаметром $d_э$ = 1,5 мм; показатель компактности φ = 3000 м2/м^3; отношение живого сечения каналов к общему фронтальному ω = 0,85; диаметр насадки $D_р$ = = 1,9 м; глубина насадки l = 0,2 м; частота вращения насадки n = 10 мин$^{-1}$. Физические свойства воздуха при средней температуре + 10°С: плотность ρ = 1,2 кг/м^3; вязкость ν = 14,16 . 10^{-6} м2/с; коэффициент теплопроводности λ = 2,51 . 10^{-2} Вт/(м.К); теплоемкость $c_р$ = = 1,005 кДж/(кг.К). Физические свойства алюминиевой фольги: теплоемкость $c_{нас.}$ = 0,87 кДж/(кг.К); плотность $\rho_н$ = = 2500 кг/м^3

Р Е Ш Е Н И Е

Вычисляют живые сечения для воздушных потоков:

$$f_{жг} = f_{жх} = \frac{\pi (D_р)^2}{4} \cdot \frac{\omega}{2} = \frac{3,14 \times (1,9)^2 \times 0,85}{4 \times 2} = 1,204 \text{ м2}.$$

Скорость воздуха при движении через насадку:

$$v_г = v_х = \frac{L_г}{f_{жг}} = \frac{3,888}{1,204} = 3,23 \text{ м/с}.$$

Двухсторонняя поверхность теплообмена, омываемая воздушными потоками, находят из зависимости для $d_э$:

$$F_г = F_х = \frac{4 \cdot f_ж \cdot l}{d_э} = \frac{4 \times 1,204 \times 0,2}{0,0015} = 642 \text{ м2}.$$

Критерии Рейнольдса и Нуссельта для воздушных потоков, проходящих через треугольные каналы вычисляют с помощью графика прил. I или по формуле О.О. Кремнева:

$$Re = \frac{v \cdot d_э}{\nu} = \frac{3,23 \times 0,0015}{14,16 \times 10^{-6}} = 342;$$

$$Nu = 0,2 \times (Re)^{0,45} = 0,2 \times (342)^{0,45} = 2,762.$$

Учитывая небольшую разность температур между теплым и холодным воздухом, можно считать, что $\alpha_г = \alpha_х$. Тогда

$$\alpha_г = \alpha_х = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_э} = \frac{2,762 \times 2,51 \times 10^{-2}}{0,0015} = 46,2 \text{ Вт/(м2.К)}.$$

Водяные эквиваленты воздушных потоков:

$$W_г = W_х = \mathcal{L} \cdot \rho \cdot c_p = 3,888 \times 1,2 \times 1,005 = 4,689 \text{ кДж/(с.К)}$$

или: 4689 Вт/К.

Определяют число единиц переноса явного тепла в регенераторе

$$No = \frac{1}{W_{min}} \left(\frac{1}{\frac{1}{\alpha_г F_г} + \frac{1}{\alpha_х F_х}} \right) = \frac{1}{4689} \left(\frac{1}{\frac{1}{46,2 \times 642} + \frac{1}{46,2 \times 642}} \right) =$$

$$= 3,164.$$

Массу насадки определяют как массу алюминиевой фольги, содержащейся в объеме насадки, учитывая, что поверхность фольги омывается воздухом с двух сторон:

$$G_н = \frac{\pi (D_р)^2 \cdot l}{4} \cdot \frac{\varphi \cdot \delta \cdot \rho_м}{2} = \frac{3,14 \times (1,9)^2 \times 0,2 \times 3000 \times 0,0001 \times 2500}{4 \times 2}$$

= 212 кг.

Соотношение водяного эквивалента насадки и минимального водяного эквивалента воздушного потока

$$\frac{W_{нас}}{W_{min}} = \frac{G_н \cdot C_н \cdot n}{W_{min} \cdot 60} = \frac{212 \times 0,87 \times 10}{4,689 \times 60} = 6,5.$$

По выражению (6.5) вычисляют коэффициент П, учитывающий влияние вращения насадки на эффективность теплообмена Е,

$$П = 1 - \frac{1}{8,3 \times (6,5)^2} = 0,997.$$

Находят эффективность теплообмена по уравнению (6.3)

$$E = \frac{N_0}{1 + N_0} П = \frac{3,164}{1 + 3,164} \cdot 0,997 = 0,757.$$

Рассчитывают температуру воздуха на выходе из аппарата

$$t_{г2} = t_{г1} - E(t_{г1} - t_{х1}) = 20 - 0,757 \times (20+2) = 3,4^{\circ}C;$$

$$t_{х2} = t_{х1} + E(t_{г1} - t_{х1}) = -2 + 0,757 \times (20+2) = 14,6^{\circ}C$$

Определяют температуру поверхности на входе холодного и горячего воздуха по уравнениям (6.11) и (6.12):

$$t_{п1} = \frac{t_{г2} + t_{х1}}{2} = \frac{3,4 + (-2)}{2} = 0,7^{\circ}C,$$

$$t_{п2}=\frac{t_{г1}+t_{х2}}{2}=\frac{20+14,6}{2}=17,3^{\circ}C.$$

Так как $t_{п1}=0,7^{\circ}C < t_{р}=7,6^{\circ}C$, то в регенераторе наблюдается конденсация влаги на части насадки.

Вычисляют энтальпию воздушного слоя у мокрой поверхности по выражению (6.13), предварительно найдя влагосодержание насыщенного воздуха $d_{н}=4,05$ г/кг при $t_{п1}=0,7^{\circ}C$ и $\varphi=100\%$ из $J-d$ диаграммы (см.рис.15)

$$J_{п1}=1,005\cdot t_{п1}+\frac{(2500+1,8x\,t_{п1})d_{н}}{1000}=1,005x0,7+$$

$$+\frac{(2500+1,8x0,7)x4,05}{1000}=10,83\ кДж/кг$$

и энтальпию воздушного слоя у сухой поверхности по выражению (6.14)

$$J_{п2}=1,005\cdot t_{п2}+\frac{(2500+1,8x\,t_{п2})d_{р}}{1000}=1,005x17,3+$$

$$+\frac{(2500+1,8x17,3)x6,6}{1000}=34,09\ кДж/кг.$$

Отрезок между значениями энтальпий $J_{п1}=10,83$ кДж/кг и $J_{п2}=34,09$ кДж/кг в $J-d$ диаграмме делят на шесть равных частей (рис. 15). Соединяют точку 1 (состояние поступающего горячего воздуха) с точкой А (параметры воздушного слоя у поверхности) прямой линией. Эта прямая пересечет линию $t=const$ первого участка в точке 2, из которой проводят прямую к точке Б и т.д.

Построив таким образом ломаную линию 1-2-3-4-5-

-6-7-8, характеризующую изменение состояния горячего воздуха при прохождении через регенератор, находят в точке пересечения с линией $t_{r2} = 3,4^{\circ}C$ (точка 8) значение $J_{r2} = 15,28$ кДж/кг и $d_{r2} = 4,73$ г/кг. Соединив точку I с точкой 8 пунктирной прямой, получают условное изображение процесса охлаждения воздуха в регенераторе. Проведя параллельную прямую из точки с начальными параметрами t_{x1} и J_{x1} до пересечения с линией $t_{x2} = 14,6^{\circ}C$, получают значение $J_{x2} = 24,7$ кДж/кг.

Аэродинамическое сопротивление насадки $\Delta P_{н}$ вычисляют, определив из графика прил. I коэффициент сопротивления $\xi_{тр} = 0,17$ при $Re = 342$.

$$\Delta P_{н} = \frac{\xi_{тр} \cdot l_{r} \cdot \rho \cdot v^{2}}{2 \cdot d_{э}} = \frac{0,17 \times 0,2 \times 1,2 \times (3,23)^{2}}{2 \times 0,0015} = 142 \text{ Па}.$$

Потери на вход $\Delta P_{вх}$ для треугольных каналов вычисляют с помощью графика прил. 4, из которого находят $K_{вх} = 0,95$ при $\omega = 0,85$. Тогда:

$$\Delta P_{вх} = \frac{\rho \cdot v_{r}^{2}}{2}\left(1 - \omega^{2} + K_{вх}\right) = \frac{1,2 \times (3,23)^{2} \times \left[1 - (0,85)^{2} + 0,95\right]}{2} =$$

$$= 7,7 \text{ Па}.$$

Общие потери $\Delta P = \Delta P_{н} + \Delta P_{вх} = 142 + 7,7 = 149,7$ Па.

Согласно характеристик, приводимых фирмой для Экоковента РТ-1900 при расходах воздуха $L_{r} = L_{x} = 3,868$ м^{3}/с, эффективность теплообмена составляет $E = 0,75$ и сопротивление $P = 170$ Па, что хорошо согла-

суется с результатами расчета.

П Р И М Е Р 3

Требуется запроектировать систему вентиляции с утилизацией тепла удаляемого воздуха в зимнее время.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Расход воздуха, удаляемого из помещения $L_г$ = = 3,888 м^3/с, температура $t_{г1}$ = + 20°С, влагосодержание $d_{г1}$ = 4,3 г/кг, температура точки росы $t_р$ = + 2° С. Расход наружного воздуха $L_х$ = 4,444 м^3/с, температура $t_{х1}$ = - 22°С, влагосодержание $d_{х1}$ = 0,4 г/кг, барометрическое давление Б = 101324 Па. Температура приточного воздуха $t_{пр}$ = + 18°С.

Р Е Ш Е Н И Е

В качестве утилизатора принимают вращающийся регенератор конструкции ТашЗНИИЭП с насадкой из алюминиевой фольги. Зная расходы воздуха $L_г$ = 3,888 м^3/с и $L_х$ = 4,444 м^3/с, по рис. 4. выбирают тип ВРТ-2, поскольку аэродинамические сопротивления при этих расходах не превышают 200 Па ($\Delta P_г$ = 130 Па и $\Delta P_х$ = 140 Па).

Конструктивные характеристики вращающегося регенератора согласно табл. 1 и 2 следующие: толщина фольги δ = 0,08 мм, эквивалентный диаметр каналов $d_э$ = 1,7 мм;

показатель компактности теплообменной поверхности ψ = = 2058 м2/м^3; отношение живого сечения каналов к общему фронтальному ω = 0,898; диаметр ротора $d_р$ = 2 м; глубина насадки по ходу воздуха l = 0,24 м; живое сечение для прохода воздуха $f_{жг} = f_{жх}$ = 1,27 м2; поверхность теплообмена двухсторонняя $F_г = F_х$ = 715 м2; частота вращения n = 10 мин$^{-1}$. Физические свойства воздуха при средней температуре 0°С: плотность ρ = 1,293 кг/м^3; вязкость ν = 13,28·10^{-6}м^2/с; коэффициент теплопроводности λ = 2,44 . 10^{-2} Вт/(м.К); теплоемкость $c_р$ = = 1,005 кДж/(с.К). Физические свойства алюминиевой фольги: теплоемкость $c_{нас}$ = 0,87 кДж/(кг.К); плотность $\rho_{нас}$ = 2500 кг/м^3.

Находят скорости воздуха при движении через насадку

$$v_г = \frac{L_г}{f_{жг}} = \frac{3,888}{1,27} = 3,06 \text{ м/с};$$

$$v_х = \frac{L_х}{f_{жх}} = \frac{4,444}{1,27} = 3,5 \text{ м/с}.$$

Вычисляют критерии Рейнольдса и Нуссельта для воздушных потоков с помощью графиков прил. 1 или по формуле

$$Re_г = \frac{v_г \cdot d_э}{\nu} = \frac{3,06 \times 0,0017}{13,28 \times 10^{-6}} = 392;$$

$$Re_x = \frac{v_x \cdot d_э}{\nu} = \frac{3,5 \times 0,0017}{13,28 \times 10^{-6}} = 448;$$

$$Nu_г = 0,2 \times (Re_г)^{0,45} = 0,2x(392)^{0,45} = 2,938;$$

$$Nu_x = 0,2 \times (Re_x)^{0,45} = 0,2x(448)^{0,45} = 3,119.$$

Определяют коэффициенты теплоотдачи в горячем и холодном потоке

$$\alpha_г = \frac{Nu_г \cdot \lambda}{d_э} = \frac{2,938x2,44x10^{-2}}{0,0017} = 42,17 \text{ Вт/(м2.К)};$$

$$\alpha_x = \frac{Nu_x \cdot \lambda}{d_э} = \frac{3,119x2,44x10^{-2}}{0,0017} = 44,76 \text{ Вт/(м2.К)}.$$

Водяные эквиваленты воздушных потоков:

$W_г = l_г \cdot \rho_г \cdot c_p = 3,888x1,293x1,005 = 5,052$ кДж/(с.К) или 5052 Вт/К;

$W_x = l_x \cdot \rho_x \cdot c_p = 4,444x1,293x1,005 = 5,775$ кДж/(с.К) или 5775 Вт/К.

Наименьший водяной эквивалент $W_{min} = W_г = 5052$ Вт/К.

Соотношение водяных эквивалентов $\frac{W_{min}}{W_{max}} = \frac{5052}{5775} = 0,875.$

Определяют число единиц переноса явного тепла в регенераторе

$$N_0 = \frac{1}{W_{min}}\left(\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 F_1} + \frac{1}{\alpha_2 F_2}}\right) = \frac{1}{5052}\left(\frac{1}{\frac{1}{42,17 \times 715} + \frac{1}{44,76 \times 715}}\right) =$$

$$= 3,078.$$

Вычисляют массу насадки, участвующую в теплообмене

$$G_{нас} = \frac{\pi (D_p)^2 \cdot \ell}{4} \cdot \frac{\psi \cdot \delta \cdot \rho_{нас}}{2} = \frac{3,14 \times (2)^2 \times 0,24}{4} \times$$

$$\times \frac{2058 \times 0,00008 \times 2500}{2} = 155 \text{ кг.}$$

Соотношение водяного эквивалента насадки и минимального водяного эквивалента воздуха

$$\frac{W_{нас}}{W_{min}} = \frac{G_{нас} \cdot C_{нас} \cdot n}{W_{min} \cdot 60} = \frac{155 \times 0,87 \times 10}{5,052 \times 60} = 4,45.$$

По выражению (6.5) вычисляют коэффициент П, учитывающий влияние вращения на эффективность теплообмена Е,

$$П = 1 - \frac{1}{8,3\left(\frac{W_{нас}}{W_{min}}\right)^2} = 1 - \frac{1}{8,3 \times (4,45)^2} =$$

$$= 0,994.$$

Находят эффективность Е по формуле (6.3) или по прил. 2

$$E = \frac{1 - e^{-N_0\left(1 - \frac{W_{min}}{W_{max}}\right)}}{1 - \frac{W_{min}}{W_{max}} \cdot e^{-N_0\left(1 - \frac{W_{min}}{W_{max}}\right)}} \cdot П =$$

$$= \frac{1 - e^{-3,078(1-0,875)}}{1 - 0,875 \times e^{-3,078 \times (1-0,875)}} \cdot 0,994 = 0,785.$$

Примечание. Эффективность теплообмена E можно найти также другим способом. Вычисляют E для минимального расхода воздуха для случая равных водяных эквивалентов

$$E = \frac{N_0}{1+N_0} \qquad N = \frac{3,078}{1+3,078}\cdot 0,994 = 0,75.$$

находят соотношение $\frac{W_{max}}{W_{min}} = \frac{5775}{5052} = 1,143.$

На графике прил.3 находят значение $E = 0,75$ для соотношения $\frac{W_{max}}{W_{min}} = 1$ и проводят линию параллельно кривым до пересечения с вертикальной линией, соответствующей величине $\frac{W_{max}}{W_{min}} = 1,143$. В точке пересечения определяют искомое значение $E = 0,785$.

С помощью выражения (6.1) рассчитывают температуру горячего и холодного потоков на регенератора :

$$t_{г2} = t_{г1} - E(t_{г1} - t_{х1}) = 20 - 0,785 \times (20+22) = -13,0^0C;$$

$$t_{х2} = t_{х1} + E\cdot\frac{W_{min}}{W_{max}}(t_{г1} - t_{х1}) = -22 + 0,785 \times 0,875 \times (20+22) = +6,85^0C.$$

Определяют температуру поверхности на входе холодного и горячего воздуха по уравнениям (6.9) и (6.10)

$$t_{п1} = \frac{\alpha_г t_{г2} + \alpha_х t_{х1}}{\alpha_г + \alpha_х} = \frac{42,17\times(-13) + 44,76\times(-22)}{42,17 + 44,76} = -17,6^0C;$$

$$t_{п2} = \frac{\alpha_г t_{г1} + \alpha_х t_{х2}}{\alpha_г + \alpha_х} = \frac{42,17\times 20 + 44,76\times 6,85}{42,17 + 44,76} = +13,2^0C.$$

Так как $t_{п1} = -17,6^0C < -2^0 < t_р = +2^0C$, то необходимо оценить опасность обмерзания насадки по прил. 5.

Предварительно вычисляют значения:

$$\alpha_o = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_r} + \frac{1}{\alpha_x}} = \frac{1}{\frac{1}{42,17} + \frac{1}{44,76}} = 21,71 \text{ Вт/(м}^2\text{.К)};$$

$$N_r = \frac{\alpha_o \cdot F_r}{W_r} = \frac{21,71 \times 715}{5052} = 3,072 ;$$

$$B = \frac{W_r}{W_x} = \frac{5052}{5775} = 0,875 ;$$

$$\theta_p = \frac{t_{r1} - t_p}{t_{r1} - t_{x1}} = \frac{20 - 2}{20 + 22} = 0,4285;$$

$$A = \frac{\alpha_r}{\alpha_o} = \frac{42,17}{21,71} = 1,942 .$$

и по выражению (6.16) находят долю сухой поверхности насадки Д:

$$Д = -\frac{1}{N_r(1-B)} \cdot \ln\left\{\frac{\frac{A}{(1-B)}\left[\theta_p - \theta_p \cdot Be^{-N_r(1-B)} - \Pi\right] - \frac{(1-\Pi)(2-B)}{(1-B)}}{\Pi\left[1 - \frac{A}{(1-B)}\right]}\right\} =$$

$$= -\frac{1}{3,072\ (1-0,875)} \ln \cdot \left\{\frac{\frac{1,942}{(1-0,875)}\left[0,4285 - 0,4285 \cdot 0,875 \cdot e^{-3,072(1-0,875)} - 0,994\right] - \frac{(1-0,994)\ (2-0,875)}{1-0,875}}{0,994\left[1 \cdot \frac{1,942}{1-0,875}\right]}\right\} = 0,314.$$

По прил. 5 определяют, что точка с координатами $t_{n1} = -17,6°C$ и Д = 0,314 находится ниже граничной линии, следовательно произойдет обмерзание регенератора. Для предотвращения обмерзания можно применить предвари-

тельный подогрев части наружного воздуха (рис. II,а) или байпасирование наружного воздуха (рис. I2, а).

Находят минимальное значение Д из прил. 5, при котором не наблюдается обмерзания в случае использования предварительного подогрева наружного воздуха. Для этого из точки с координатами $t_{пл} = -17{,}6^{\circ}C$ и Д = 0,3I4 проводят линию, параллельную кривым предварительного подогрева до пересечения с граничной кривой. В точке пересечения (или несколько выше ее, если необходимо обеспечить запас тепловой мощности) находят новое значение Д = 0,495 и по выражению (6.I8) вычисляют температуру, до которой необходимо подогреть наружный воздух:

$$t_{л} = t_{г.л} - \frac{(t_{г.л} - t_{р})\left[1 - B \cdot e^{-N_г (1-B)}\right]}{1 + \left[\frac{(1-B)}{A} - 1\right] \cdot e^{-N_г (1-B) \cdot Д}} =$$

$$= 20 - \frac{(20-2)\left[1-0{,}875\, e^{-3{,}072\ (1-0{,}875)}\right]}{1 + \left[\frac{(1-0{,}875)}{1{,}942} - 1\right] \cdot e^{-3{,}072\ (1-0{,}875)\ 0{,}495}} =$$

$$= -12{,}1^{\circ}C.$$

Если для предотвращения обмерзания применить байпасирование 30 % наружного воздуха в обход регенератора, то расход холодного воздуха составит:

$$L_x = 4{,}444 \times 0{,}7 = 3{,}1108\ м3/с .$$

Соответственно водяной эквивалент холодного воздуха будет :

$$W_x = L_x \cdot \rho \cdot C_p = 3{,}1108 \times 1{,}293 \times 1{,}005 = 4{,}042\ кДж/(с.К)$$ или

4042 Вт/К, водяной эквивалент горячего воздуха сохраняется прежним $W_г$ = 5,052 кДж/(с.К) или 5052 Вт/К.

При этих условиях новые значения расчетных величин будут следующими:

ϑ_x = 2,45 м/с; Nu_x = 2,655; α_x = 38,I Вт/(м2.К);

α_o = 20,0I Вт/(м2.К); N_o = 3,54; $\frac{W_{min}}{W_{max}}$ = 0,8 ;

E = 0,832; $t_{г2}$ = -7,95°С; $t_{п4}$ = -I4,6°С; $N_г$ =3,072;

B = I,25; θ_p = 0,4285; A = 2,I07.

Доля сухой поверхности Д по выражению (6.I6) составит :

$$Д = -\frac{I}{3,072\ (I-I,25)} \ln \left\{ \frac{2,I07}{(I-I,25)} \left[0,4285 - 0,4285 \times I,25 \times \left(I - \frac{2,I07}{I-I,25} \right) \right] \times e^{-3,072(I-I,25)} - 0,994 \right\} - \frac{(I-0,994)(2-I,25)}{I-I,25} = 0,569.$$

По прил. 5 определяют, что точка с координатами $t_{п4}$ = -I4,6°С и Д = 0,569 находится несколько выше граничной линии, следовательно, применив байпасирование 30 % наружного воздуха, можно также предотвратить обмерзание аппарата. Однако, учитывая, что способ предварительного подогрева части наружного воздуха является более надежным, принимают его в качестве средства против обмерзания (схема на рис. II, а).

Тогда, имея в виду, что $t_{х4} = t_л$ = -I2,I°С, помощью выражения (6.I) определяют:

$$t_{г2} = t_{г1} - E(t_{г1} - t_{х1}) = 20 - 0{,}785 \times (20 + 12{,}1) = -5{,}2^{\circ}C,$$

$$t_{х2} = t_{х1} + E\frac{W_{min}}{W_{max}}(t_{г1} - t_{х1}) = -12{,}1 + 0{,}785 \cdot 0{,}875 (20 + 12{,}1) =$$

$$= 9{,}95^{\circ}C.$$

По уравнениям (6.9) и (6.10):

$$t_{п1} = \frac{\alpha_г t_{г2} + \alpha_х t_{х1}}{\alpha_г + \alpha_х} = \frac{42{,}17 \times (-5{,}2) + 44{,}76 \times (-12{,}1)}{42{,}17 + 44{,}76} =$$

$$= -8{,}75^{\circ}C,$$

$$t_{п2} = \frac{\alpha_г t_{г1} + \alpha_х t_{х2}}{\alpha_г + \alpha_х} = \frac{42{,}17 \times 20 + 44{,}76 \times 9{,}95}{42{,}17 + 44{,}76} = +14{,}8^{\circ}C.$$

Так как $t_{п1} = -8{,}75^{\circ}C < t_р = +2{,}0^{\circ}C$, то на части поверхности насадки будет конденсироваться влага.

Если используют J-d диаграмму, в которой область отрицательных температур построена по значениям парциальных давлений насыщенного воздуха над переохлажденной водой, то на нее наносят линию $\varphi_л = 100\ \%$, построенную по значениям парциальных давлений насыщенного воздуха надо льдом $P_л$ (см. прил. 6). Для этого вычисляют влагосодержание и энтальпию для температур от $0^{\circ}C$ до $-15^{\circ}C$ с интервалом $1 \div 5^{\circ}C$ при $t = 0^{\circ}C$.

$$d = 622 \cdot \frac{P_л}{Б - P_л} = \frac{622 \times 610{,}5}{101324 - 610{,}5} = 3{,}77\ г/кг,$$

$$J = 1{,}005 \cdot t + (2500 + 1{,}8 \cdot t)\, d\ /1000 =$$

$$= 1{,}005 \times 0 + (2500 + 1{,}8 \times 0) \times 3{,}77/1000 = 9{,}425\ кДж/кг;$$

при $t = -5^{\circ}C$ $\quad d = 2{,}47\ г/кг$ $\quad J = 1{,}127\ кДж/кг;$

при $t = -10^{\circ}C$ $d = 1{,}6$ г/кг, $J = -6{,}079$ кДж/кг;

при $t = -15^{\circ}C$ $d = 1{,}01$ г/кг, $J = -12{,}57$ кДж/кг.

Вычисляют энтальпию воздушного слоя над поверхностью льда при температуре насадки $t_{п1}$ $-8{,}75^{\circ}$ С. Предварительно для этой температуры из прил. 6 интерполяцией находят $P_л = 289{,}8$ Па, затем:

$$d_н = 622 \cdot \frac{P_л}{Б - P_л} = \frac{622 \times 289{,}8}{101324 - 289{,}8} = 1{,}78 \text{ г/кг},$$

и по формуле (6.13)* вычисляют :

$$J_{п1} = 1{,}005 t_{п1} + (2500 + 1{,}8 t_{п1}) d_н / 1000 =$$

$$= 1{,}005 \times (-8{,}75) + [2500 + 1{,}8 \times (-8{,}75)] \times 1{,}78 / 1000 = -4{,}37 \text{ кДж/кг}.$$

По формуле (6.14), имея в виду, что $d_p = d_{г1} =$ $= 4{,}3$ г/кг, находят $J_{п2} = 1{,}005 t_{п2} + (2500 + 1{,}8 t_{п2}) d_p$ $/1000 = 1{,}005 \times 14{,}8 + (2500 + 1{,}8 \times 14{,}8) \times 4{,}3 / 1000 = 25{,}74$ кДж/кг.

Отрезок между значениями $J_{п1} = -4{,}37$ кДж/кг и $J_{п2} = 25{,}74$ кДж/кг в $J-d$ диаграмме делят на шесть, а отрезок между значениями температур $t_{г1} = 20^{\circ}C$ и $t_{г2} =$ $= -5{,}2^{\circ}C$ делят на семь равных частей (рис. 16). Наносят точки состояния воздуха над сухой поверхностью насадки (точки А, Б, В на пересечении линий $d_{г1} = 4{,}3$ г/кг и

---

*) Значение $J_{п1}$ можно также найти непосредственно из $J-d$ диаграммы в точке пересечения линий $t_{п1} =$ $= -8{,}75^{\circ}C$ и $\varphi_л = 100\ \%$ (надо льдом), а значение $J_{п2}$ – в точке пересечения линий $t_{п2} = 14{,}8^{\circ}C$ и $d_p = d_{г1} = 4{,}3$ г/кг.

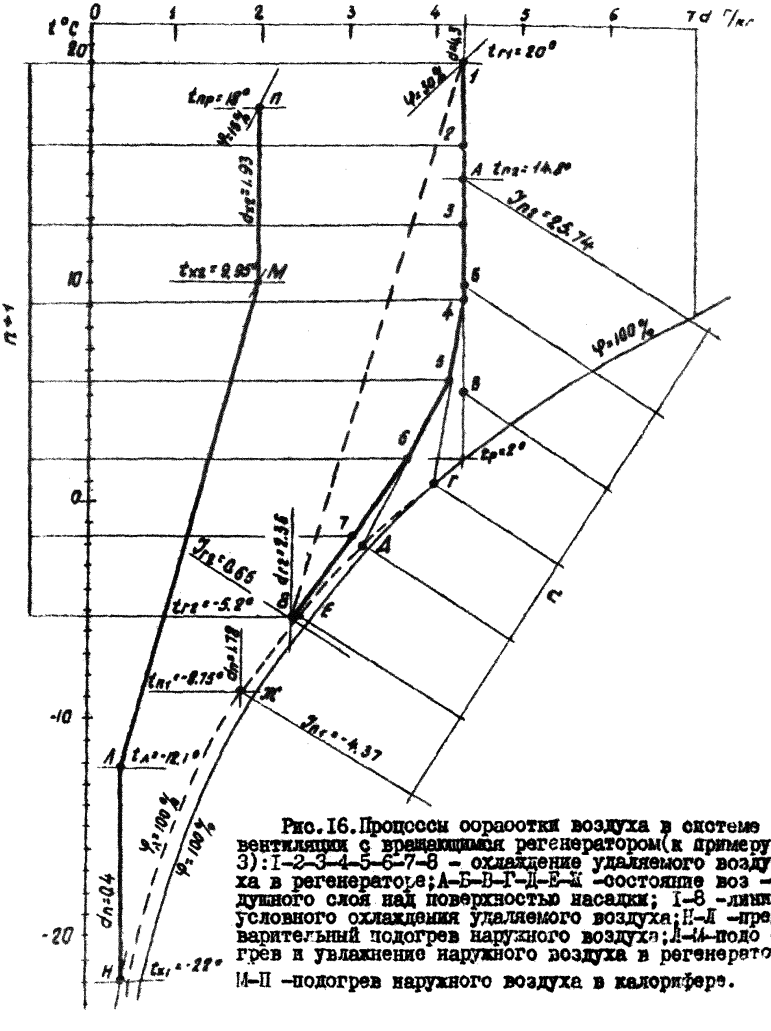


Рис. 16. Процессы обработки воздуха в системе вентиляции с вращающимся регенератором (к примеру 3): I–2–3–4–5–6–7–8 – охлаждение удаляемого воздуха в регенераторе; А–Б–В–Г–Д–Е–К –состояние воздушного слоя над поверхностью насадки; I–8 –линия условного охлаждения удаляемого воздуха; Н–Л –предварительный подогрев наружного воздуха; Л–М–подогрев и увлажнение наружного воздуха в регенераторе; М–П –подогрев наружного воздуха в калорифере.

$J_n = const$) и над смоченной поверхностью (точки Г, Д, Е, Ж на пересечении линий $\varphi_n = 100\ \%$ и $J_n = const$). Соединяют точку I (состояние удаляемого горячего воздуха) с точкой А (параметры воздушного слоя у поверхности) прямой линией. Эта прямая пересечет линию $t = const$ первого участка в точке 2, из которой проводят новую прямую к точке Б и т.д. Построив ломаную линию I-2-3-4-5-6-7-8, характеризующую изменение состояния удаляемого воздуха при прохождении через регенератор, находят в точке пересечения ее с линией $t_{r2} = -5{,}2^{\circ}C$ (точка 8) значения $d_{r2} = 2{,}36$ г/кг и $J_{r2} = 0{,}65$ кДж/кг. Соединив точку I с точкой 8 пунктирной прямой, получают условное изображение процесса охлаждения удаляемого воздуха.

Строят процесс обработки наружного воздуха: из точки Н проводят вертикальную прямую до точки Л, характеризующую предварительный подогрев наружного воздуха от $t_н = -22^{\circ}C$ до $t_л = -12^{\circ}C$; затем из точки Л проводят прямую, параллельную пунктирной прямой I-8, до пересечения с линией $t_{x2} = +9{,}95^{\circ}C$ в точке М и получают значения $d_{r2} = 1{,}93$ г/кг и $J_{r2} = 14{,}86$ кДж/кг.

Из точки М проводят вертикальную линию, характеризующую подогрев наружного воздуха после регенератора в калорифере, до пересечения с линией $t_{пр} = +18^{\circ}C$ в точке П, которая соответствует параметрам приточного воздуха.

Подбирают калорифер для предварительного подогрева части наружного воздуха. Принимают наименьшую модель

калорифера Кск 3-6-01 Костромского калориферного завода с техническими характеристиками: поверхность теплопередачи F = 10,85 м2; живое сечение для прохода воздуха $f_ж$ = 0,111 м2; живое сечение для прохода теплоносителя $f_{ж т}$ = 0,0008 м2.

Задаваясь массовой скоростью $\upsilon\rho$ = 8 кг/(с.м2), определяют расход наружного воздуха через калорифер:

$$G_к = f_ж \cdot \upsilon\rho = 0,111 \times 8 = 0,888 \text{ кг/с},$$

расход наружного воздуха, проходящего в обход калорифера:

$$G_и = G_н - G_к = 1,293 \times 4,44 - 0,888 = 4,858 \text{ кг/с}.$$

Вычисляют температуру подогрева наружного воздуха в калорифере $t_в$, из расчета, чтобы после смешения с неподогретым воздухом $t_и$, температура его перед регенератором была $t_{хл} = -12,1^{\circ}C$:

$$t_в = \frac{t_{хл}(G_и + G_к) - t_и G_и}{G_к} = \frac{(-12,1)(4,858+0,888) - (-22)\times 4,858}{0,888}$$

$$= 42^{\circ} C.$$

Тепловая нагрузка на калорифер:

$$Q_к = G_к \cdot c_p (t_в - t_н) = 0,888 . 1,005 . (42+22) = 57,116 \text{ кДж/с}$$

или 57116 Вт.

Вычисляют расход воды через калорифер при температурах на входе $t_{вх} = 150^{\circ}C$ и выходе $t_в = 70^{\circ}C$.

$$G_w = \frac{Q_к}{c_w (t_{вх} - t_в)} = \frac{57,116}{4,19 \times (150 - 70)} = 0,1704 \text{ кг/с}.$$

Здесь c_w = 4,19 кДж/(кг.К) - удельная теплоемкость воды.

Скорость движения воды в трубках калорифера:

$$v_w = \frac{G_w}{f_{тр} \cdot \rho_w} = \frac{0,1704}{0,00085 \cdot 1000} = 0,2 \text{ м/с}.$$

Коэффициент теплопередачи калорифера с учетом коэффициента перевода в систему СИ составит:

$K = 16,6 \cdot (v\rho)^{0,455} \cdot v_w^{0,14} \cdot 1,163 = 16,6 \times 8^{0,455} \times 0,2^{0,14} \times 1,163 = 39,7$ Вт/(м2.К).

Требуемая поверхность нагрева

$$F_{тр} = \frac{Q_к}{K \cdot \left(\frac{t_{вн} - t_н}{2} + \frac{t_в - t_н}{2}\right)} = \frac{5716}{39,7 \left(\frac{150-70}{2} + \frac{42+22}{2}\right)} = 20 \text{ м2}.$$

Устанавливают последовательно два калорифера Кск 3-6-01 с общей поверхностью нагрева $F = 2 \times 10,85 = 21,7$ м2.

Затем подбирают и рассчитывают калориферы для подогрева всего потока наружного воздуха после вращающегося регенератора от температуры $t_{н2} = 9,95°C$ (точка К на рис. 16) до $t_{пр} = +18°C$ (точка П на рис.15), пользуясь известными методами.

Компонуют приточную камеру с вращающимся регенератором, исходя из конструктивных, планировочных, технологических и других требований, рис. 17.

Вычисляют аэродинамическое сопротивление насадки регенератора по удаляемому и приточному воздуху. При $R_{ет} = 392$ и $R_{ек} = 448$ из прил. 1 определяют коэффициенты сопротивления $\xi_{тр} = 0,15$ и $\xi_{тр к} = 0,12$, тогда

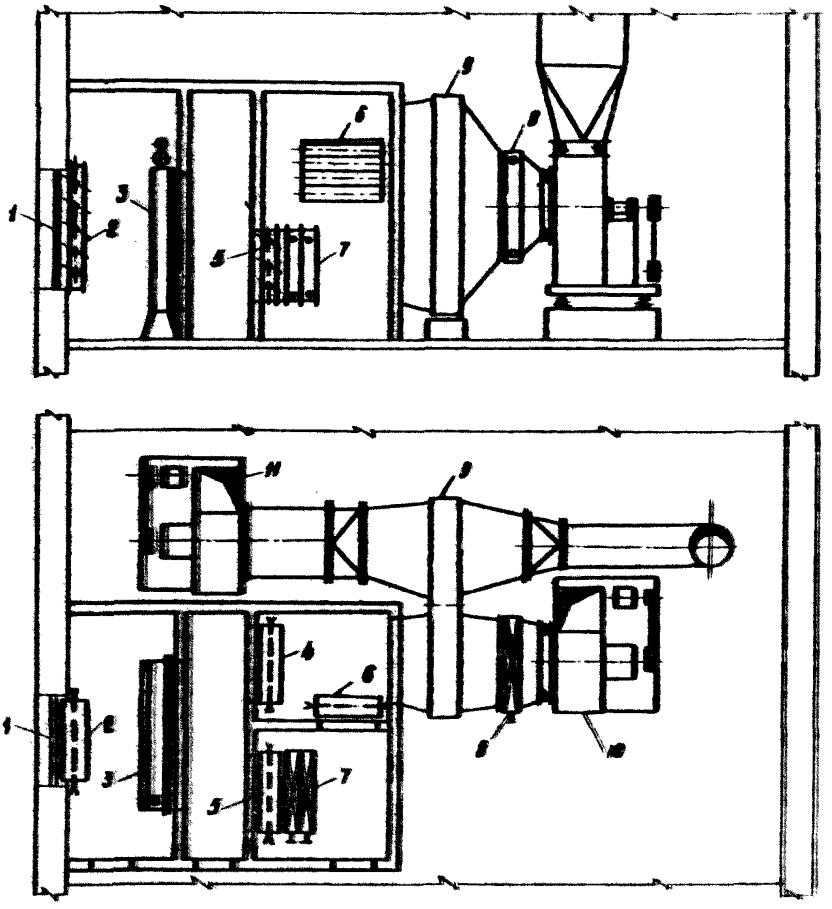


Рис. I7. Компоновка приточной камеры с вращающимся регенератором: I-неподвижные жалюзийные решетки; 2-утепленный клапан; 3-воздушный фильтр; 4-воздушный клапан основного потока; 5-обводной клапан; 6-двухпозиционный воздушный клапан, сблокированный с обводным клапаном; 7-калориферы для подогрева части наружного воздуха; 8-калорифер основного подогрева наружного воздуха; 9-вращающийся регенератор; I0-приточный вентилятор; II-вытяжной вентилятор.

$$\Delta P_{нг} = \frac{\xi_{тр г} \cdot l_г \cdot \rho_г \cdot v_г^2}{2 \cdot d_э} = \frac{0,15 \times 0,24 \times 1,293 \times (3,06)^2}{2 \times 0,0017} = 128 \text{ Па};$$

$$\Delta P_{нх} = \frac{\xi_{тр х} \cdot l_х \cdot \rho_х \cdot v_х^2}{2 \cdot d_э} = \frac{0,12 \times 0,24 \times 1,293 \times (3,5)^2}{2 \times 0,0017} = 134 \text{ Па}.$$

Потери на вход для треугольных каналов вычисляют по прил. 4, из которого при $\omega = 0,898$ и ламинарном потоке ($Re_г < Re_х < 2200$) находят $K_{вхг} = K_{вхх} = 0,91$. Тогда:

$$\Delta P_{вхг} = \frac{\rho_г \cdot v_г^2}{2}\left(1 - \omega^2 + K_{вхг}\right) = \frac{1,293 \cdot (3,06)^2}{2} \cdot (1 - 0,898 + 0,91) =$$

$$= 6,1 \text{ Па};$$

$$\Delta P_{вхх} = \frac{\rho_х \cdot v_х^2}{2}\left(1 - \omega^2 + K_{вхх}\right) = \frac{1,293 \cdot (3,5)^2}{2} \cdot (1 - 0,898 + 0,91) =$$

$$= 8,7 \text{ Па}.$$

Общие потери давления при прохождении воздуха через регенератор:

$$\Delta P_г = \Delta P_{нг} + \Delta P_{вхг} = 128 + 6,1 = 134,1 \text{ Па};$$

$$\Delta P_х = \Delta P_{нх} + \Delta P_{вхх} = 134 + 8,7 = 142,7 \text{ Па}.$$

Эти значения потерь давления можно также найти непосредственно из рис. 3 при соответствующих расходах $L_г = 3,888$ м3/с и $L_х = 4,444$ м^3/с.

Выполняют аэродинамические расчеты приточной и вытяжной систем.

Приложение 8

Примеры установки регенераторов в системах вентиляции.

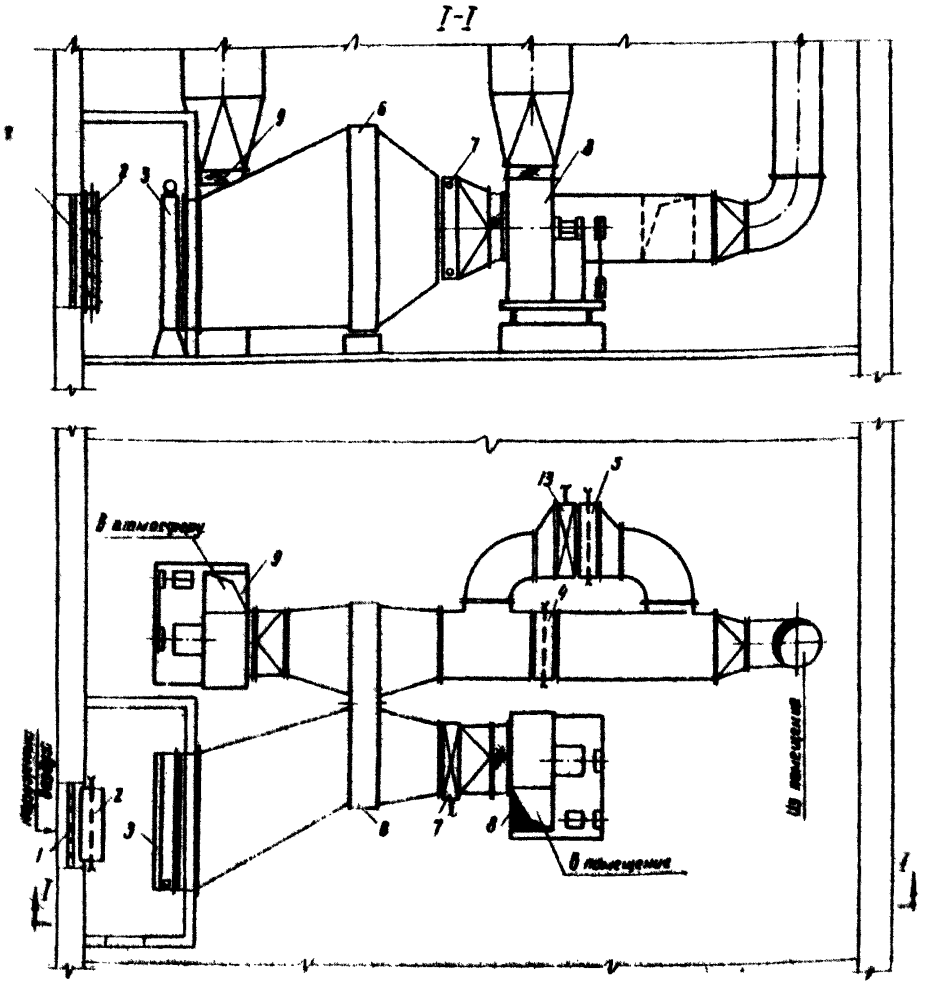


Рис. 18. Частичный подогрев удаляемого воздуха: I- неподвижная жалюзная решетка; 2- утепленный клапан; 3- фильтр; 4,5, I4- воздушные клапаны; 6- регенератор; 7,I3- калориферы; 8,9- вентиляторы.

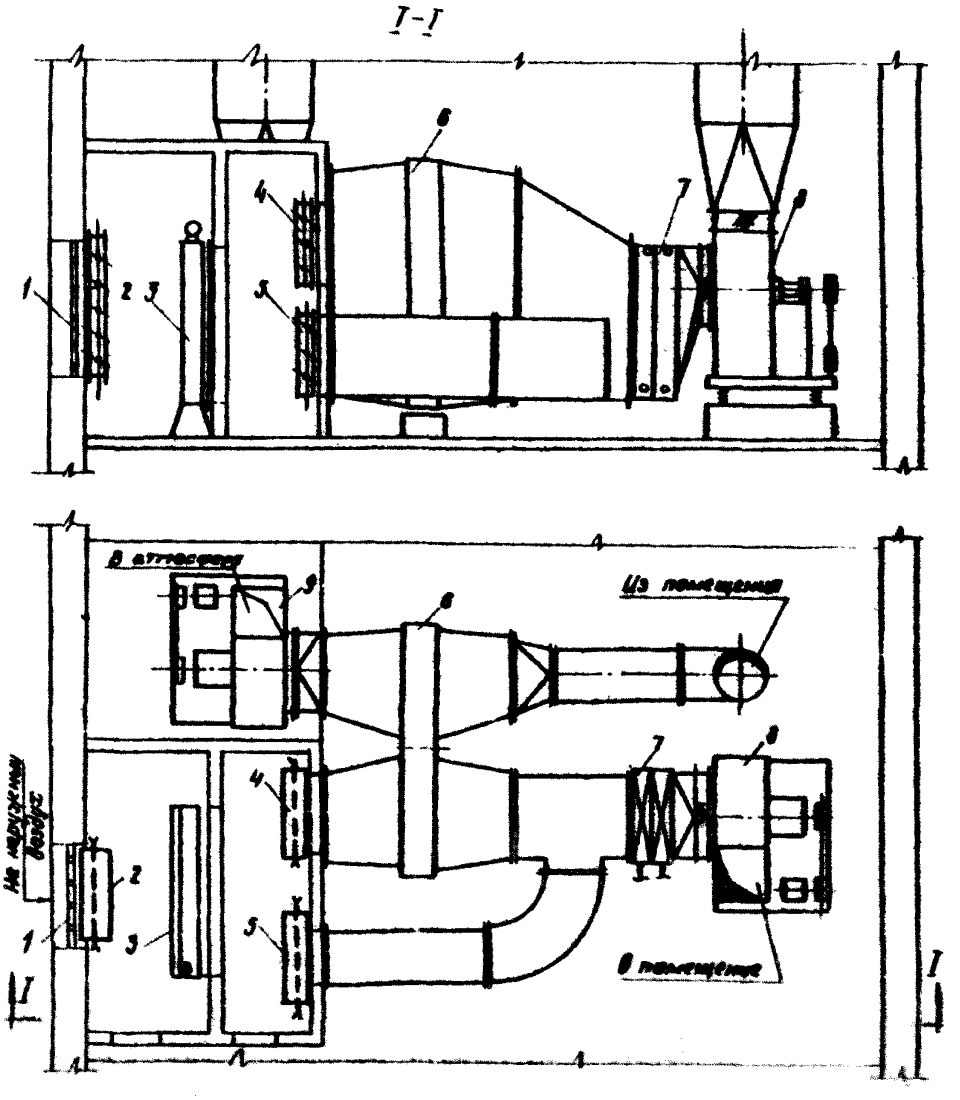


Рис. 19. Байпасирование наружного воздуха (условные обозначения те же, что и на рис. 18).

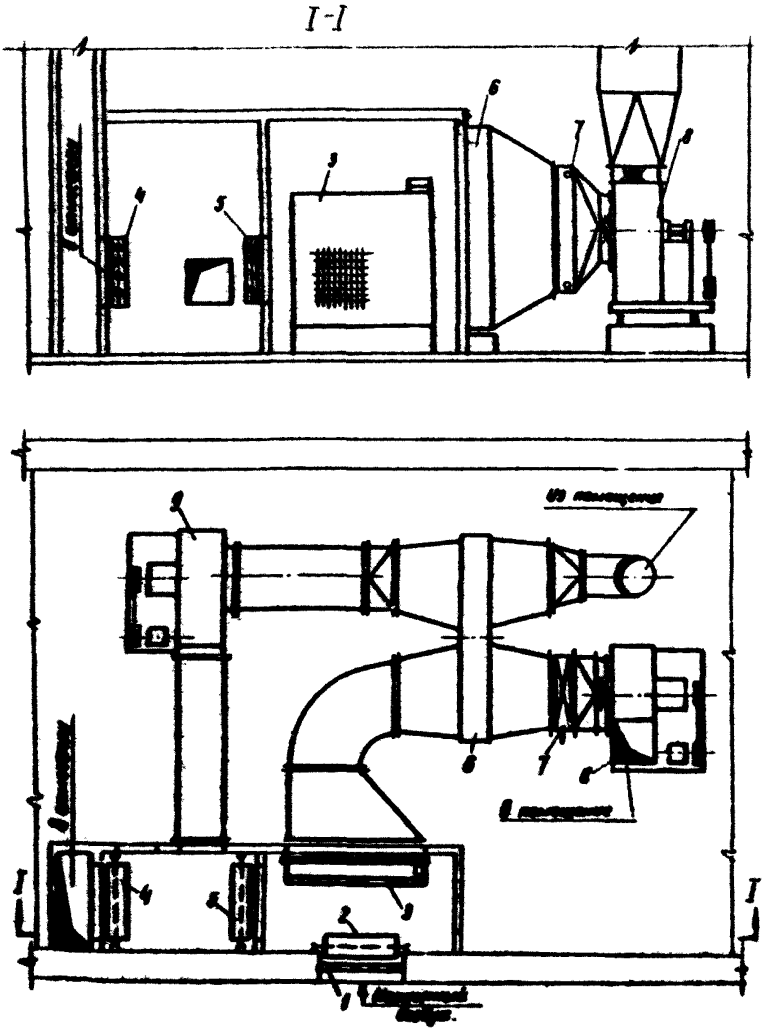


Рис. 20. Схема удаления воздуха (условные обозначения такие, что и на рис. 18).

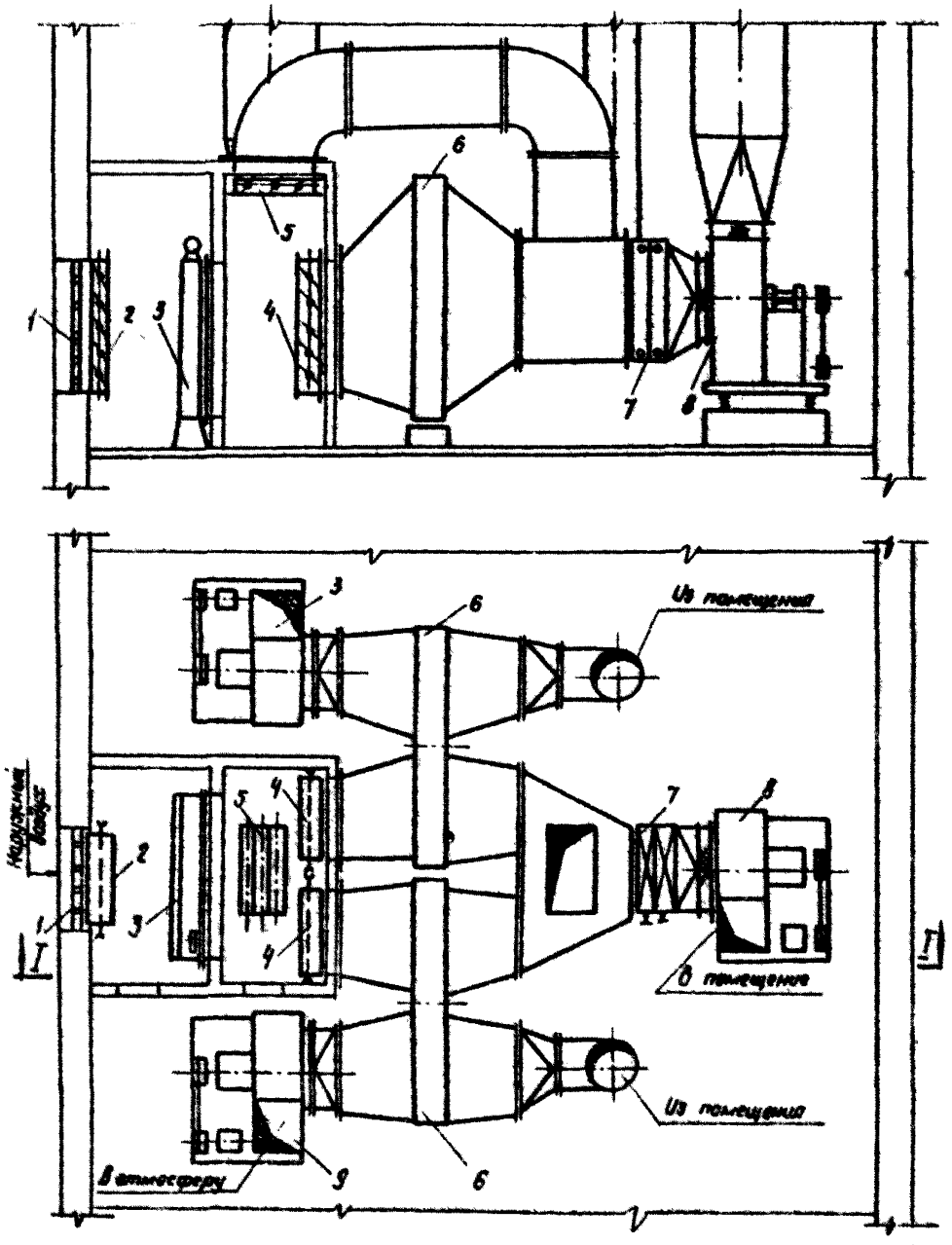


Рис. 21. Параллельная установка двух ВРТ с байпасированием наружного воздуха (условные обозначения те же, что и на рис. 18).

Р Е К О М Е Н Д А Ц И И
ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ СИСТЕМ
ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ
ВОЗДУХА С ВРАЩАЮЩИМИСЯ РЕГЕНЕРАТОРАМИ

Отдел научно-технической
и н ф о р м а ц и и

Редактор - Рашидова И.Г.

Художник - Селькова Т.В.

Подписано к печати 25.03.1982 г. Формат бумаги 60х84 1/16
Объем 4,0 уч.-изд. л. Заказ № 172 . Тираж 500 экз. Цена 40к.
Ротапринт ТашЗНИИЭП. 700000 Ташкент, ул. А. Низаова , 17

gost.e-ecolog.ru