ТИПОВЫЕ

МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

904-02-26.86

СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ ЗДАНИЙ С УТИЛИЗАЦИЕЙ ТЕПЛОТЫ УДАЛЯЕМОГО ВОЗДУХА В ЖИДКОСТНО-ВОЗДУШНЫХ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРАХ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ

АЛЬБОМ I

РАСЧЕТНЫЕ ДАННЫЕ

Москва 1986

ценд 4-92 Соф. ЦИТП инв 21855-01

gost.e-ecolog.ru

ТИПОВЫЕ

МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

904-02-26.86

СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ ЗДАНИЙ С УТИЛИЗАЦИЕЙ ТЕПЛОТЫ УДАЛЯЕМОГО ВОЗДУХА В ЖИДКОСТНО-ВОЗДУШНЫХ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРАХ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ

АЛЬБОМ I

РАСЧЕТНЫЕ ДАННЫЕ

Разработаны
Государственным проектным
институтом Сантехпроект

Главный инженер института

Ю.И.Шиллер

Главный инженер проекта

Т.И.Садовская

Утверждены
Главстройпроектом
Госстроя СССР
протокол № 50 от
8.08.1986 г.

Москва 1986

Настоящая работа выполнена в соответствии с заданием Главстройпроекта Госстроя СССР по теме "Системы вентиляции промышленных зданий и сооружений с применением теплоутилизационного оборудования" а) утилизация теплоты удаляемого воздуха в жидкостно-воздушных теплоутилизаторах (по плану типового проектирования Госстроя СССР на 1985 г., п.8.2.I.Ia"

Работа выпускается в виде типовых материалов для проектирования систем утилизации теплоты удаляемого воздуха в строящихся и реконструируемых зданиях различного назначения. Типовые проектные решения включают пять альбомов:

альбом I. Расчетные данные

альбом 2. Технологические схемы

альбом 3. Автоматизация систем

альбом 4. Компоновочные решения

альбом 5. Технико-экономические показатели.

Работа выполнена на основании теоретических разработок МНИИТЭП. В работе принимали участие следующие организации и исполнители:

ГПИ Сантехпроект Госстроя СССР (ведущий) - инженер Т.И.Садовская - руководитель темы;

МНИИТЭП ГлавАПУ Мосгорисполкома - канд.техн.наук М.Я.Поз, В.И.Сенатова;

ЦНИИпромзданий Госстроя СССР - канд.техн.наук Л.В.Иванюхина, инженеры Л.З.Мотькин, Л.М.Лимановская;

Сибирский филиал ГПИ Сантехпроект - инженеры М.М.Кнурт, И.А.Карпова.

24855-01

Лист	Наименование	Стр.
I	I. Общие положения	I6
6	2. Оборудование, трубопроводы, теплоносители	2I
I3	3. Принципиальные схемы	28
I6	4. Условные обозначения	3I
I9	5. Теплотехнические, аэродинамические и гидравлические характеристики СУПТ	34
20	6. Методы расчета систем утилизации	35
22	7. Автоматизированный метод расчета	37
23	8. Упрощенный графо-аналитический метод расчета СУПТ без подогрева промежуточного теплоносителя	38
33	9. Графо-аналитический метод расчета СУПТ без подогрева промежуточного теплоносителя	48
45	I0. Графо-аналитический метод расчета СУПТ с подогревом промежуточного теплоносителя	60
57	II. Аналитический метод расчета СУПТ без подогрева промежуточного теплоносителя	72
63	I2. Расчет годового потребления теплоты	78
	Приложение I	

3

21855-01

ГИП	Садовская		904-02-26.86
Н.контр.	Рыжик		
Нач. отд.5	Жатоцков		
Гл.спец.	Кучерова		СОДЕРЖАНИЕ
Вед.инж.	Новикова		Лист 1 Листов 2
Нач. Т.О.	Финкельштейн		САНТЕХПРОЕКТ
Гл.сп. Т.О.	Садовская		

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

Лист	Наименование	Стр.
71	Рис.I. Схема системы утилизации с промежуточным теплоносителем (без подогрева) ...	86
71	Рис.2. Схема систем утилизации с промежуточным теплоносителем (с подогревом) ...	86
72	Рис.3. Схема системы с двумя баками и подпиточным насосом	87
73	Рис.4. Схема системы с одним баком и подпиточным насосом	88
74	Рис.5. Схема системы с одним баком	89
75	Рис.6. Принципиальная схема СУПТ без подогрева промежуточного теплоносителя	90
76	Рис.7. Принципиальная схема СУПТ с подогревом промежуточного теплоносителя	9I
77	Рис.8. Схема параллельного присоединения ТУБ к циркуляционному контуру	92
77	Рис.9. Схема последовательно-параллельного присоединения ТУБ к циркуляционному контуру (I вариант)	92
78	Рис.IO. Схема последовательно-параллельного присоединения ТУБ к циркуляционному контуру (II вариант)	93
	Приложение 2	
79	Таблица I. Основные физические свойства теплоносителей	94
79	Таблица 2. Температура замерзания водного раствора хлористого кальция	94

Лист	Наименование	Стр.
80	Таблица 3. Удельная вместимость трубопроводов из стальных электросварных труб, применяемых во внутренних санитарно-технических системах на 1м	95
8I	Таблица 4.I. Вместимость теплоутилизационных блоков на базе кондиционеров КТЦ2А	96
89	Таблица 4.2. Вместимость теплоутилизационных блоков на базе приточных камер 2ПК	I04
96	Таблица 4.3. Вместимость теплоутилизационных блоков на базе кондиционеров-теплоутилизаторов КТЦ2А	III
I00	Таблица 5. Потери давления на трение в трубопроводах на I м, Па/м^2(кгс/м^2).	II5
I0I	Таблица 6. Коэффициент Сж для расчета потери давления по теплоносителю (раствор $CaCl_2$) для ТП и ВН	II6
I02	Таблица 7. Коэффициент Сж для расчета потери давления по теплоносителю (раствор $CaCl_2$) для КСк3, КСк4, КВСБ-ПУЗ и КВББ-ПУЗ	II7
I03	Таблица 8. Граничное значение относительной влажности удаляемого воздуха $\varphi_{сух.}$ %	II8
I03	Таблица 9. Коэффициенты l_d и b_d	II8

5

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

21855-01

Лист	: Наименование	: Стр.
I04	Таблица I0. Коэффициенты, e, кДж/кг, $C_{нас}$, кДж/(кг.°С).....	II9
I05	Таблица II. Параметр F_o' для теплоутилизационных блоков при $W = I$	I20
I2I	Таблица I2. Относительные перепады температур θ для группы теплообменников (по ходу воздуха)	I36
I23	Таблица I3. Относительные перепады температур θ для одного теплообменника	I38
I25	Таблица I4. Поправочные коэффициенты $\xi_к$, ξ_θ, $\xi_{\theta об}$ при теплоносителе вода	I40
	Приложение 3.	
I27	Рис.I. Потери давления по теплоносителю для теплоутилизационных блоков на базе КТЦ2А с теплообменниками ВН	I42
I28	Рис.2. Потери давления по теплоносителю для теплоутилизационных блоков на базе КТЦ2А с теплообменниками ТП-03 и ТП-04	I43
I29	Рис.3. Потери давления по теплоносителю для теплоутилизационных блоков на базе КТЦ2А с теплообменниками КСк3 и КСк4	I44

Лист	:	Наименование	:	Стр.
I30		Рис.4. Потери давления по теплоносителю для теплоутилизационных блоков на базе 2ПК с теплообменниками ТП-03 и ТП-04		I45
I3I		Рис.5. Потери давления по теплоносителю для теплоутилизационных блоков на базе 2ПК с теплообменниками КСк3 и КСк4		I46
I32		Рис.6. Потери давления по теплоносителю для теплоутилизационных блоков на базе 2ПК с теплообменниками КВСБ-ПУЗ и КВББ-ПУЗ		I47
I33		Рис.7. Потери давления по воздуху в одном теплообменнике		I48
I34		Рис.8 Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе КТЦ2А с теплообменниками ВН (расход воздуха от 5 до 90 тыс.$м^3$/ч)		I49
I35		Рис.9. Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе КТЦ2А с теплообменниками ВН (расход воздуха от 90 до I40 тыс.$м^3$/ч)		I50

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

Лист	:	Наименование	:	Стр.
I36		Рис.I0. Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе КТЦ2А с теплообменниками ТП-03 (расход воздуха от 20 до 90 тыс.м^3/ч)		I5I
I37		Рис.II. Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе КТЦ2А с теплообменниками ТП-03 (расход воздуха от 90 до I40 тыс.м^3/ч)		I52
I38		Рис.I2. Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе КТЦ2А с теплообменниками ТП-04 (расход воздуха от 20 до 90 тыс. м^3/ч)		I53
I39		Рис.I3. Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе КТЦ2А с теплообменниками ТП-04 (расход воздуха от 90 до I40 тыс.м^3/ч)		I54
I40		Рис.I4. Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе КТЦ2А с теплообменниками КСк3 (расход воздуха от I0 до 90 тыс.м^3/ч)		I55

Лист	:	Наименование	:	Стр.
I4I		Рис.I5. Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе КТЦ2А с теплообменниками КСк3 (расход воздуха от 90 до I40 тыс.м^3/ч)		I56
I42		Рис.I6. Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе КТЦ2А с теплообменниками КСк4 (расход воздуха от I0 до 90 тыс.м^3/ч)		I57
I43		Рис.I7. Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе КТЦ2А с теплообменниками КСк4 (расход воздуха от 90 до I40 тыс.м^3/ч)		I58
I44		Рис.I8. Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе 2ПК с теплообменниками ТП-03 (расход воздуха от I0 до 90 тыс.м^3/ч)		I59
I45		Рис.I9. Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе 2ПК с теплообменниками ТП-03 (расход воздуха от 90 до I40 тыс.м^3/ч)		I60

21855-01

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

Лист	Наименование	Стр.
I46	Рис.20. Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе 2ПК с теплообменниками ТП-04 (расход воздуха от I0 до 90 тыс.м^3/ч)	I6I
I47	Рис.2I. Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе 2ПК с теплообменниками ТП-04 (расход воздуха от 90 до I40 тыс.м^3/ч)	I62
I48	Рис.22. Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе 2ПК с теплообменниками КСк3 (расход воздуха от 5 до 90 тыс.м^3/ч)	I63
I49	Рис.23. Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе 2ПК с теплообменниками КСк3 (расход воздуха от 90 до I40 тыс.м^3/ч)	I64
I50	Рис.24. Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе 2ПК с теплообменниками КСк4 (расход воздуха от 5 до 90 тыс.м^3/ч)	I65

Лист	:	Наименование	Стр.
I5I	Рис.25.	Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе 2ПК с теплообменниками КСк4 (расход воздуха от 90 до I40 тыс.м^3/ч)	I66
I52	Рис.26.	Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе 2ПК с теплообменниками КВСБ-ПУЗ (расход воздуха от 5 до 90 тыс.м^3/ч)	I67
I53	Рис.27.	Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе 2ПК с теплообменниками КВСБ-ПУЗ (расход воздуха от 90 до I40 тыс.м^3/ч)	I68
I54	Рис.28.	Общие относительные перепады температуры для теплоутилизационных блоков на базе 2ПК с теплообменниками КВББ-ПУЗ (расход воздуха от 5 до 90 тыс.м^3/ч)	I69
I55	Рис.29.	Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе 2ПК с теплообменниками КВББ-ПУЗ (расход воздуха от 90 до I40 тыс.м^3/ч)	I70

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

Лист	Наименование	Стр.
I56	Рис.30. Поправочный коэффициент ξ_w	I7I
I57	Рис.3I. Поправочный коэффициент ξ_α	I72
I58	Рис.32. Поправочный коэффициент ξ_φ при $\Delta\varphi$=I0-60%	I73
I59	Рис.33. Поправочный коэффициент ξ_φ при $\Delta\varphi$=30-70%	I74
I60	Рис.34. Коэффициенты наружного теплообмена для КВСБ-ПУ3, КВББ-ПУ3 и ВН..	I75
I6I	Рис.35. Коэффициенты наружного теплообмена для ТП-03, ТП-04, КСк3, КСк4..	I76
I62	Рис.36. Коэффициенты внутреннего теплообмена	I77
I63	Рис.37. Коэффициенты теплопередачи воздухонагревателей КТЦ2А однорядных ...	I78
I64	Рис.38. Коэффициенты теплопередачи воздухонагревателей КТЦ2А двухрядных ...	I79
I65	Рис.39. Коэффициенты теплопередачи теплоутилизаторов ТП.05-ТIРК.03; ТП.I6-ТIРК.03; ТП.25-ТIРК.03	I80
I66	Рис.40. Коэффициенты теплопередачи теплоутилизаторов ТП.05-ТIРК.04; ТП.I6-ITРК.04; ТП.25-ТIРК.04	I8I
I67	Рис.4I. Коэффициенты теплопередачи калориферов КСк3	I82

12

21855-01

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

Лист	:	Наименование	:	Стр.
I68		Рис.42. Коэффициенты теплопередачи калориферов КСк4		I83
I69		Рис.43. Коэффициенты теплопередачи калориферов КВСБ-ПУЗ		I84
I70		Рис.44. Коэффициенты теплопередачи калориферов КВББ-ПУЗ		I85
I7I		Рис.45. Температурная эффективность теплообменников		I86
I72		Рис.46. Зависимость между d_{pc} и параметром A		I87
I73		Рис.47. Обобщенная зависимость θ от $\bar{d}$ ...		I88
I74		Рис.48. Относительный перепад температур для группы теплообменников		I89
I75		Рис.49. Относительный перепад температур для одного теплообменника		I90
I76		Рис.50. Периоды работы СУПТ без подогрева в годовом режиме		I9I
I77		Рис.5I. Периоды работы СУПТ с подогревом в годовом режиме		I92
		ПРИЛОЖЕНИЕ 4		
I78		Пример I. Расчет по упрощенному графо-аналитическому методу СУПТ без подогрева с одиночными установками		I93
I82		Пример 2. Расчет по упрощенному графо-аналитическому методу СУПТ без подогрева с группами установок. Расчет годового потребления теплоты		I97

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

Лист	:	Наименование	:	Стр.
I94		Пример 3. Расчет по графо-аналитическому методу СУПТ без подогрева с группами установок и параллельной схемой присоединения по рис.8		209
205		Пример 4. Расчет по графо-аналитическому методу СУПТ без подогрева с группами установок и последовательно-параллельной схемой присоединения по рис.9		220
2I0		Пример 5. Расчет по графо-аналитическому методу СУПТ с подогревом с группами установок и последовательно-параллельной схемой присоединения по рис.I0		225
2I2		Пример 6. Расчет по графо-аналитическому методу СУПТ с подогревом для группы установок при параллельной схеме присоединения. Расчет годового потребления теплоты		227
225		Пример 7. Расчет по графо-аналитическому методу СУПТ с подогревом для группы установок при последовательно-параллельной схеме присоединения по рис.9		240

Лист	Наименование	Стр.
235	Пример 8. Расчет по аналитическому методу СУПТ без подогрева при конденсации влаги на всей поверхности ТУБ вытяжной установки	250
24I	Пример 9. Расчет по аналитическому методу СУПТ без подогрева при конденсации влаги на части поверхности ТУБ вытяжной установки	256

I. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

I.I. В данном альбоме приводятся рекомендации по проектированию, методика и примеры расчета системы утилизации теплоты удаляемого воздуха в жидкостно-воздушных теплоутилизаторах с промежуточным теплоносителем (далее СУПТ).

I.2. Системы утилизации тепловых вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) для отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха зданий и сооружений различного назначения следует проектировать в соответствии с требованиями СНиП 2.04.05-86 ("Отопление, вентиляция и кондиционирование").

I.3. Теплоту ВЭР, имеющих более высокую температуру или энтальпию необходимо использовать, как правило, в первую очередь.

I.4. Теплоту ВЭР, содержащих вещества или имеющих параметры, способные оказать на оборудование разрушающее действие или повлечь отказ в работе, использовать не допускается.

I.5. При использовании теплоты ВЭР воздуха или газовоздушных смесей, содержащих осаждающиеся пыли и аэрозоли, которые могут осаждаться в теплоутилизационном оборудовании, следует предусматривать мероприятия, обеспечивающие снижение концентрации пыли до уровней, соответствующих техническим условиям на поставку оборудования:

очистку воздуха или газовоздушных смесей перед поступлением в теплоутилизаторы;

возможность полного отключения теплоутилизационного оборудования от теплоносителя на время, когда оно не используется;

возможность очистки теплообменных поверхностей от загрязнений.

I.6. Теплоту воздуха, удаляемого системами вытяжной вентиляции, следует использовать для нагревания наружного воздуха систем вентиляции, воздушного отопления и кондиционирования воздуха только в тех случаях, когда исчерпаны резервы экономии тепла за счет рециркуляции воздуха из помещения или применения других ВЭР с большим потенциалом.

I.7. Резервное теплоснабжение систем, использующих теплоту ВЭР, проектируется в тех случаях, когда не допускается сокращение

Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. №

ГИП	Садовская			904-02-26.86	
Н. Контр.	Рыжих				
Нач. ОВ-3	Желтоухов				
Гл. спец.	Кучерова		10.86	РАСЧЕТНЫЕ ДАННЫЕ	Лист 1 / Листов 242
Вед. инж.	Новикова		10.86		
Нач. Т.О.	Финкельштейн				САНТЕХПРОЕКТ
Гл. спец. ТО	Садовская				
Вед. инж.	Нейман				

тепловой мощности потребителей по СНиП 2.04.05.86.

Резервное теплоснабжение предусматривается за счет увеличения подачи теплоносителя от первичного источника тепла (ТЭЦ, котельной) или присоединения потребителей к другим источникам тепла.

Нагрузка на резервные источники тепла от группы систем, использующих теплоту ВЭР, определяется с учетом режима потребления и поступления ВЭР, необходимости периодической чистки теплоутилизаторов, а также остановки оборудования, теплота воздуха которого используется, и т.д.

I.8. СУПТ проектируются из теплоутилизаторов-воздухоохладителей и теплоутилизаторов-воздухонагревателей, соединенных трубопроводами в замкнутый циркуляционный контур, заполненный промежуточным теплоносителем. Циркуляция теплоносителя осуществляется при помощи насоса . Теплоутилизаторы-воздухоохладители и теплоутилизаторы-воздухонагреватели комплектуются в теплоутилизационные блоки (ТУБ) и размещаются соответственно в каналах удаляемого воздуха и в каналах приточного воздуха или приточной установке.

В первых ТУБ удаляемый воздух передает свое тепло промежуточному теплоносителю, во вторых промежуточный теплоноситель нагревает приточный воздух.

I.9. СУПТ могут предусматриваться для: одиночных установок (одна приточная и одна вытяжная);

группы установок (несколько приточных и вытяжных) с индивидуальными ТУБ для каждой установки;

группы установок (несколько приточных и вытяжных) с одним ТУБ для всех приточных и с индивидуальными ТУБ для каждой вытяжной установки или с одним ТУБ для всех вытяжных установок и с индивидуальными ТУБ для каждой приточной установки.

I.IO. Полная аэродинамическая изоляция потоков удаляемого и приточного воздуха, исключающая возможность переноса вредных веществ, запахов, бактерий и других загрязнений из удаляемого воздуха; а также возможность утилизации теплоты воздуха вытяжных установок, размещенных на значительном расстоянии от приточных, позволяют внедрять системы как на вновь проектируемых, так и на действующих предприятиях.

17

I.II. Системы утилизации теплоты удаляемого низкотемпературного воздуха, как правило, не обеспечивают требуемый подогрев

Т855-01

наружного воздуха с отрицательными начальными температурами. Требуемая температура приточного воздуха может поддерживаться за счет теплоты от первичного (централизованного) источника тепла:

на подогрев промежуточного теплоносителя - системы утилизации с подогревом промежуточного теплоносителя (далее СУПТ с подогревом);

на подогрев приточного воздуха в дополнительных воздухонагревателях - системы утилизации без подогрева промежуточного теплоносителя (далее СУПТ без подогрева).

Схемы СУПТ приведены на рис. I,2 приложения I.

I.I2. Целесообразность применения одной из систем определяется технико-экономическим сопоставлением с учетом условий проектирования. При сравнении следует иметь в виду, что температурная эффективность СУПТ без подогрева на I0-20% больше, чем в СУПТ с подогревом но конструктивные решения (необходимость установки дополнительных воздухонагревателей, подмешивающих насосов и т.д) и системы автоматизации несколько сложнее.

I.I3. При утилизации теплоты влажного удаляемого воздуха и охлаждении его ниже температуры "точки росы" на теплообменной поверхности теплоутилизаторов-воздухоохладителей происходит конденсация водяного пара. Эксплуатация таких установок при низких отрицательных температурах (при температуре наружного воздуха ниже критической $t^{кр}_{нв}$, при которой температура теплообменной поверхности становится ниже $0^{o}C$) сопровождается процессом образования инея на поверхности теплоутилизатора-воздухоохладителя.

Инеобразование приводит к увеличению аэродинамического сопротивления (потери давления по воздуху) теплоутилизаторов в каналах удаляемого воздуха.

I.I4. Для защиты теплоутилизаторов вытяжных установок от инея необходимо предусматривать одно из мероприятий:

периодическое отключение насоса циркуляционного контура или приточной установки;

обвод по теплоносителю. 18

Периодическое отключение насоса или приточной установки допускается в СУПТ с температурой замерзания раствора, равной минимальной 21855 01

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

температуре наружного воздуха в холодный период года. Необходимое время для отключения определяется при наладке и эксплуатации системы.

Ориентировочно время оттаивания слоя инея, образующегося за 8-10 часов работы системы при температуре и влажности удаляемого воздуха $t_{анг}$=18°С и $\varphi_{анг}$=40% и температуре наружного воздуха до минус 30°С, составляет 30-40 минут при отключенном насосе и работающих вентиляторах приточной и вытяжной установок.

I.I5. Способ защиты от замерзания теплоутилизаторов приточных установок определяется в зависимости от температуры замерзания принятого теплоносителя, скорости теплоносителя, запаса на теплообменную поверхность дополнительных воздухонагревателей, необходимости резервирования теплоснабжения СУПТ и т.д.

I.I6. Для обеспечения надежной работы СУПТ в течение отопительного периода необходимо предусматривать в проекте решения, обеспечивающие заполнение системы, подпитку при утечках, сбор незамерзающего промежуточного теплоносителя при опорожнении с возвратом его в систему, хранение некоторого запаса раствора для компенсации подпитки.

I.I6.I. СУПТ, как правило, оборудуются расширительным баком для компенсации расширения теплоносителя и удаления воздуха из системы. Схемы систем с расширительным баком приведены на рис. 3,5 приложения I.

Расширительные баки размещаются в верхней части системы и обеспечиваются сигнализатором уровня.

Допускается проектировать СУПТ без расширительного бака по схеме рис.4 приложения I.

I.I6.2. В СУПТ с теплоносителем вода для заполнения и подпитки системы предусматриваются традиционные решения.

I.I6.3. В СУПТ с незамерзающим теплоносителем для заполнения и подпитки системы используется бак для приготовления раствора (далее растворный бак). После заполнения системы в растворном баке хранится запас раствора в объеме, необходимом для подпитки.

Схемы систем с подпиткой и заполнением системы через растворный бак приведенн в приложении I:

на рис.3 - схема системы с двумя (расширительным и растворным) баками и подпиточным насосом, который включается автоматически или

вручную по сигналу о снижении уровня раствора;

на рис.4 – схема системы с одним растворным баком и постоянно работающим или автоматически включающимся подпиточным насосом.

Бак используется для заполнения системы и компенсации расширения теплоносителя. Подпиточный насос обеспечивает постоянное давление перед циркуляционным насосом, а также используется для опорожнения системы в растворный бак.

I.I6.4. В СУПТ, для которых невозможно обеспечить запас раствора на компенсацию подпитки, допускается кратковременная подпитка от водопровода при условии, что концентрация раствора за этот период не снизится ниже допустимой, обеспечивающей незамерзание теплоносителя.

I.I6.5. В СУПТ с теплоутилизационными блоками, размещенными на одной отметке, допускается установка одного бака в верхней точке системы. Бак используется для заполнения системы и компенсации расширения теплоносителя. Опорожнение системы предусматривается с помощью насоса в переносные емкости. Схема показана на рис.5 приложения I.

I.I6.6. Сбор незамерзающего промежуточного теплоносителя предусматривается при опорожнении всей или части системы с целью промывки или ремонта ее.

Баки для приготовления и сбора раствора, как правило, размещаются в нижней части системы, обеспечивая самотечное опорожнение системы. Если самотечное опорожнение обеспечить невозможно, то для сбора раствора предусматриваются насосы и отдельный бак или переносные емкости.

При большой емкости системы предусматривается посекционное опорожнение.

I.I7. При конструировании системы трубопроводов и размещении теплоутилизационного оборудования необходимо предусматривать технические решения, обеспечивающие максимальную сохранность промежуточного теплоносителя:

разводку трубопроводов выполнять с уклоном к растворному или сборному баку;

воздушные краны снабжать трубопроводами, опускающимися на уровень пола или площадки обслуживания, с целью сбора промежуточного теплоносителя в переносную емкость;

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

спускные краны устанавливать в местах, доступных для размещения переносных емкостей при сливе раствора из отдельных частей системы; хранение раствора в переносных емкостях не допускается.

I.I8. Помещение для приготовления и хранения раствора промежуточного теплоносителя в производственных зданиях целесообразно размещать рядом с въездом для автотранспорта.

Для разгрузки бочек с раствором хлористого кальция и раствором НОК-2И, а также для заполнения растворного бака предусматривается грузоподъемные механизмы.

В помещении для приготовления, хранения и сбора раствора проектируется приточно-вытяжная вентиляция, водопровод холодной и горячей воды, а также трап для случайных проливов.

2. ОБОРУДОВАНИЕ, ТРУБОПРОВОДЫ, ТЕПЛОНОСИТЕЛИ

2.I. В качестве теплоутилизаторов в СУПТ используются теплообменники, выпускаемые промышленностью:

воздухонагреватели центральных кондиционеров КТЦ2А (далее-ВН);

теплоутилизаторы рекуперативные для систем с промежуточным теплоносителем (далее-ТП);

воздухонагреватели биметаллические со спирально-накатным оребрением типа КСк (далее-КСк);

калориферы стальные пластинчатые типа КВСБ-ПУЗ (далее КВСБ-ПУЗ) и КВББ-ПУЗ (далее-КВББ-ПУЗ).

2.2. Тип теплоутилизатора определяется на основании технико-экономического сопоставления ТУБ, комплектуемых теплоутилизаторами различных типов и разной глубины (число рядов трубок по ходу движения воздуха) при различных схемах обвязки их трубопроводами.

Схемы обвязки ТУБ трубопродами, как правило, должны обеспечивать противоточное движение воздуха и теплоносителя. Скорость движения теплоносителя в трубках теплоутилизаторов должна быть не менее 0,35 м/с во всех режимах эксплуатации.

Скорость движения теплоносителя в трубопроводах принимается в соответствии с требованиями СНиП "Отопление, вентиляция и кондиционирование" и не должна превышать экономически целесообразную величину, определяемую номенклатурой выпускаемых промышленностью насосов и оптимальными расходами энергии на перемещение теплоносителя.

21

21855-01

Взамен инв.№
Инв.№ подлин.
Подпись и дата

2.3. Теплоутилизационные блоки собираются из отдельных теплоутилизаторов, устанавливаемых параллельно и последовательно по воздуху.

ТУБ приточных и вытяжных установок, как правило, комплектуются теплоутилизаторами одного типа с одинаковым числом рядов трубок по глубине.

2.4. Технические и конструктивные характеристики типовых ТУБ с расходами и габаритами, соответствующими параметрическому ряду центральных кондиционеров КТЦ2А и типовых приточных камер 2ПК (серия 5.904-I2), приведены в альбоме 4.

Рекомендуемый номенклатурный ряд ТУБ (далее – типовые ТУБ) с расходом воздуха от 5 до I25 тыс.$м^3$/ч разработаны для установок:

приточных на базе КТЦ2А с теплоутилизаторами ВН, ТП и КСк;

вытяжных на базе кондиционеров-утилизаторов КТЦ2А с теплоутилизаторами ВН;

приточных и вытяжных на базе 2ПК с теплоутилизаторами ТП, КСк, КВСБ-ПУЗ и КВББ-ПУЗ.

Типовые ТУБ комплектуются по ходу движения воздуха 4, 5 и 6-ю рядами теплоутилизаторов типа ВН или 2 и 3-мя теплоутилизаторами типа ТП, КСк, КВСБ-ПУЗ, КВББ-ПУЗ, что соответствует 8,9 и I2-ти рядам трубок по глубине.

Для обозначения ТУБ принята цифровая система (индекс) из семи цифр, примененная в альбоме 4 (см.п.I.I0).

Дополнительно каждому ТУБ присвоен порядковый номер ТУБ № 0I-ТУБ № 64 для приточных установок на базе КТЦ2А, ТУБ № 0I-ТУБ-№ I9 для вытяжных установок на базе кондиционеров-утилизаторов КТЦ2А, ТУБ № 0I – ТУБ № 72 для приточных и вытяжных установок на базе 2ПК.

Классификация, техническая характеристика и компоновочные решения типовых ТУБ представлены в альбоме 4.

2.5. В альбоме 5 приведены технико-экономические показатели типовых ТУБ, позволяющие экономически обоснованно оценивать выбор ТУБ при заданных расходах и параметрах приточного и удаляемого воздуха.

2.6. Для обеспечения циркуляции промежуточного теплоносителя в СУПТ предусматривается установка двух циркуляционных насосов (рабочий и резервный). Для подпитки и опорожнения системы используются циркуляционный или подпиточный насосы.

21855-01 22

В СУПТ применяются насосы общего назначения. Мощность электродвигателя насоса определяется с учетом плотности теплоносителя.

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

Циркуляционные насосы устанавливаются, как правило, после ТУБ (по ходу движения теплоносителя) вытяжных установок.

2.7. Для подогрева промежуточного теплоносителя используются водоподогреватели водоводяные для тепловых сетей по ТУ 400-28-429-82Е.

2.8. Запорно-регулирующая арматура в СУПТ принимается обычная для внутренних санитарно-технических систем.

2.9. Для ТУБ вытяжных установок, в которых возможно выпадение конденсата, предусматриваются устройства для сбора и удаления конденсата;

дренажные трубки из секций, устанавливаемых по ходу воздуха после теплоутилизаторов - при относительной влажности удаляемого воздуха $\varphi_{в.нг} < 60\%$;

поддоны под теплоутилизаторами - при $\varphi_{в.нг} \geq 60\%$.

2.10. В качестве расширительных баков применяются баки, изготавливаемые по серии 3.903-10 "Баки расширительные емкостью от 100 до 4500 л". При использовании незамерзающего промежуточного теплоносителя внутренняя поверхность баков должна иметь антикоррозионное покрытие.

2.11. Для приготовления раствора промежуточного теплоносителя и для сбора его из системы применяются баки, изготавливаемые по серии I.494-II "Баки прямоугольные для холодной и отепленной воды и рассола". Допускается применять баки-мешалки по ТУ ОСТ 108.271.111-83 "Мешалки для приготовления реагентов". Внутренняя поверхность баков должна иметь антикоррозийную защиту.

В баке для приготовления раствора обозначаются контрольные уровни:

нижний - на 100-150 мм выше днища бака;

верхний - соответствующий суммарному объему требуемого объема раствора на подпитку и объема раствора в баке до нижнего уровня.

Схемы обвязки баков трубопроводами показаны на рис.3-5 приложения I.

2.12. Вместимость расширительного бака $V_{б.р}$ рассчитывается по формуле

$$V_{б.р} = 0{,}045\, V_{с}, \qquad (2.I)$$

23

21855-01

где V_c – вместимость системы, м³, определяемая по формуле (2.5).

2.I3. Вместимость бака для приготовления раствора $V_{б.пр}$ определяется:

если $V_c \leq 5$ м³ – по формуле

$$V_{б.пр} = V_c + V_{б.н} \quad , \qquad (2.2)$$

где $V_{б.н}$ – объем части бака, м³, от днища до нижнего уровня по п.2.II; допускается принимать бак меньшей вместимости;

если $V_c > 5$ м³ – на основании технико-экономического расчета с учетом вместимости системы, наличия площади для установки бака, требуемого объема раствора для подпитки и хранения.

2.I4. Вместимость бака для сбора раствора $V_{б.сб}$ рассчитывается по формуле

$$V_{б.сб} = (I,I - I,2)\, V_c \quad . \qquad (2.3)$$

2.I5. Вместимость бака, используемого для приготовления и сбора раствора, определяется по формуле

$$V_{б.пр} = V_c + V_{б.н} + V_{ж.п} \cdot \tau_{нед} \quad , \qquad (2.4)$$

где $V_{ж.п.}$ – объем теплоносителя для подпитки системы, м³, в течение одного часа, принимаемый по п.2.24;

$V_{ж.п} \cdot \tau_{нед}$ – объем промежуточного теплоносителя, м³, необходимый для хранения в баке для компенсации подпитки в течение времени $\tau_{нед}$, г, определяемого в проекте в зависимости от требований по надежности и от режима работы системы.

$\tau_{нед}$ допускается принимать равным I–2 неделям, но $V_{ж.п.} \cdot \tau_{нед.}$ не должно быть больше емкости системы ($V_{ж.п} \cdot \tau_{нед} \leq V_c$).

2.I6. Трубопроводы обвязки ТУБ и циркуляционного контура при теплоносителе воде выполняются в соответствии с требованиями главы СНиП "Отопление, вентиляция и кондиционирование".

При незамерзающем теплоносителе трубопроводы диаметром I5 и 20 мм выполняются из труб стальных водогазопроводных обыкновенных, диаметром свыше 20 мм – из труб электросварных термообработанных с толщиной стенки не менее, чем у водогазопроводных обыкновенных. Соединение трубопроводов производится на сварке, арматуры – на фланцах. Допускается присоединять на резьбе водогазопроводные трубы с арматурой условным диаметром до 50 мм.

21Б.55-01 24

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

2.I7. Необходимость изоляции поверхности оборудования ТУБ, трубопроводов, баков и арматуры СУПТ определяется при проектировании из условия невыпадения конденсата на их поверхности, а также с целью уменьшения потери теплоты на основании технико-экономического расчета.

Выбор тепловой изоляции производится в соответствии с рекомендациями "Инструкции по проектированию тепловой изоляции оборудования и трубопроводов промышленных предприятий" СН542-8I.

2.I8. Испытание систем утилизации должно производиться гидравлическим давлением, равным I,25 рабочего давления, но не менее 2 кгс/см^2 в самой низкой точке системы.

Система признается выдержавшей испытание давлением, если при незамерзающем теплоносителе в течение I5 мин нахождения ее под испытательным давлением падение давления не превысит 0,I кгс/см^2, а в сварных швах, трубах, корпусах арматуры, теплоутилизаторов и т.п. не обнаружено течи.

При теплоносителе воде испытание системы производится в соответствии со СНиП III-28-75 (Санитарно-техническое оборудование зданий и сооружений).

2.I9. В качестве промежуточного теплоносителя могут использоваться незамерзающие растворы и вода.

Теплоноситель выбирается на основании теплотехнического расчета СУПТ по температуре теплоносителя $t_{ж.т}$ после ТУБ приточных установок:

при $t_{ж.т} > 7^{\circ}C$ - вода;

при $t_{ж.т} \leq 7^{\circ}C$ - незамерзающий раствор.

2.20. Вода, используемая как теплоноситель, при температуре 45°С и выше должна удовлетворять требованиям, предъявляемым к воде тепловых сетей в закрытых контурах.

Вода с температурой ниже 45°С в закрытых контурах циркуляции должна иметь pH=6,5 - 8,5 и содержать (не более):

растворенный кислород - 0,I мг/л;

взвешенные вещества - I0 мг/л;

карбонатная жесткость - 3 мг.экв/л.

2.2I.Из незамерзающих растворов солей рекомендуется применять водный 27% раствор хлористого кальция ($CaCl_2$) с ингибиторной добавкой. В качестве ингибиторной добавки рекомендуется использовать вещество НОЖ-2И в количестве 3% от общей массы раствора. 21855-01 25

Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. №

Раствор хлористого кальция с ингибирной добавкой НОЖ-2И разрешен к применению в СУПТ Минздравом СССР.

2.2I.I. НОЖ-2И получается поликонденсацией сульфаниловой кислоты с формальдегидом в щелочной среде и производится Тамбовским объединением "Пигмент".

Раствор хлористого кальция с добавкой НОЖ2И не вызывает коррозии черных и цветных металлов, взрыво и пожаробезопасен, температура замерзания минус 45°С, температура кипения I00°С, водородный показатель pH=6,5-8,5.

2.2I.2. Раствор теплоносителя приготавливается на объекте весовым способом. Для приготовления раствора используется водопроводная вода. Контроль за концентрацией раствора производится 2 раза в течение отопительного сезона.

2.2I.3. Концентрация хлористого кальция в незамерзающем растворе промежуточного теплоносителя определяется допустимой температурой замерзания раствора в системе $t_{ж}^{зам}$, которая выбирается в зависимости от типа СУПТ, защиты и режима работы.

Для СУПТ с подогревом $t_{ж}^{зам}$ может быть принята на I0°С ниже температуры теплоносителя после ТУБ приточных установок при расчетной температуре $t_{в.нп}^{(I)}$ наружного воздуха в холодный период года (параметры Б).

Для СУПТ без подогрева $t_{ж}^{зам}$ принимается ниже или равной $t_{в.нп}^{(I)}$. Ингибиторная добавка НОЖ-2И составляет 3% от общей массы раствора при любой концентрации хлористого кальция.

2.2I.4. Основные физические свойства рекомендуемых теплоносителей приведены в табл.I приложения 2.

Температура замерзания раствора незамерзающего теплоносителя при различной концентрации $CaCl_2$ дана в табл. 2 приложения 2.

2.22. Раствор хлористого кальция сбрасывать в канализацию, не допускается.

При необходимости демонтажа или промывки системы раствор сливается в бак для приготовления или сбора раствора или в специальные емкости для повторного использования.

В помещении для приготовления раствора предусматривается

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

приямок для слива в него случайных проливов раствора и подводится водопроводная вода.

2.23. Объем промежуточного теплоносителя V_c для заполнения СУПТ (вместимость системы) определяется по формуле

$$V_c = \sum \Delta V_{тр}^{(i)} \cdot \ell_{тр}^{(i)} + \sum V_{туб}^{(i)} \cdot n^{(i)} + V_{бр} + V_{бн} , \quad (2.5)$$

где $\Delta V_{тр}^{(i)}$ – удельная вместимость, $м^3$, трубопровода длиной I м, определяемая по табл. 3 приложения 2 по диаметру $i^{го}$ трубопровода;

$\ell_{тр}^{(i)}$ – длина трубопровода, м;

$V_{туб}^{(i)}$ – вместимость теплоутилизационного блока, $м^3$. Вместимость типовых ТУБ приведена в табл. 4 приложения 2;

n – число ТУБ, шт;

$V_{бр}$ – вместимость расширительного бака, $м^3$, по п.2.I2;

$V_{бн}$ – объем части бака, $м^3$, по п.2.I3.

2.24. Объем теплоносителя для подпитки системы $V_{ж.п}$ в течение одного часа принимается равным от 0,I до 0,25% вместимости системы $(0,00I - 0,0025)V_c$.

2.25. В проекте заказывается соль или раствор $CaCl_2$, а также ингибиторная добавка НОЖ2И в объемах, необходимых для приготовления объема промежуточного теплоносителя $V_{ж}^{от}$ на первый год эксплуатации.

$V_{ж}^{от}$ определяется по формуле

$$V_{ж}^{от} = V_c + V_{ж.п} \cdot \tau_{от} , \quad (2.6)$$

где V_c – вместимость системы, $м^3$, по п.2.23;

$V_{ж.п}$ – объем теплоносителя, $м^3$, на подпитку системы в течение одного часа по п. 2.24;

$\tau_{от}$ – отопительный период, ч.

$V_{ж.п} \cdot \tau_{от}$ не следует принимать больше емкости $(V_{ж.п} \cdot \tau_{от} \leq V_c)$.

На последующие годы эксплуатации раствор для приготовления промежуточного теплоносителя заказывается службой эксплуатации в объеме, необходимом для подпитки системы.

27

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взамен инв.№

21855-01

3. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ

3.I. СУПТ следует обеспечивать средствами контроля и автоматического регулирования.

3.2. Системы автоматического регулирования должны обеспечивать:

поддержание температуры приточного воздуха;

защиту от замерзания промежуточного теплоносителя;

защиту от замерзания теплоносителя в трубках дополнительного воздухонагревателя в потоке приточного воздуха;

защиту от инееобразования на теплообменной поверхности теплоутилизаторов вытяжных установок;

защиту от опорожнения контура промежуточного теплоносителя.

3.3. Принципиальная схема СУПТ без подогрева промежуточного теплоносителя приведена на рис.6 приложения I.

3.3.I. Система стабилизации температуры приточного воздуха работает следующим образом. При повышении температуры приточного воздуха по сигналу датчика 3 постепенно закрывается клапан 2, сокращая расход теплоносителя через воздухонагреватель дополнительного подогрева. Если клапан 2 полностью закрыт, а температура приточного воздуха продолжает расти, закрывается клапан I теплоутилизатора приточной установки. Если температура воздуха после теплоутилизатора в течение всего отопительного сезона ниже требуемой температуры приточного воздуха, то регулирование теплопроизводительности теплоутилизатора и соответственно установка клапана I не предусматриваются.

3.3.2.Система защиты промежуточного теплоносителя от замерзания работает следующим образом.

Если температура теплоносителя после теплоутилизатора приточной установки опускается при теплоносителе воде ниже 7 °С, при незамерзающем теплоносителе ниже заданной температуры, то по сигналу датчика температуры 4 открывается клапан I. Если температура теплоносителя продолжает уменьшаться, то отключается вентилятор приточной установки.

3.3.3. Система защиты теплоносителя воды от замерзания в трубках дополнительного воздухонагревателя работает следующим образом.

При снижении температуры воздуха перед воздухонагревателем ниже 2-3°С по сигналу датчика 7 или при снижении температуры

теплоносителя после воздухонагревателя ниже предельно допустимой по сигналу датчика 8 открывается клапан 2.

3.3.4. Защита от обмерзания теплоутилизаторов вытяжных установок предусматривается, если теплоутилизаторы работают в режиме выпадения конденсата при температуре теплоносителя после приточных установок ниже 0°С.

Защита может осуществляться двумя способами:

путем периодического отключения циркуляционного насоса по реле времени и оттаивания образовавшегося инея (ориентировочно требуется отключать систему на 0,5 ч через 8 часов работы);

путем перепуска части промежуточного теплоносителя, минуя теплоутилизаторы приточных установок, с помощью клапана 5 по сигналу датчика перепада давлений 6 в вытяжном канале, либо по сигналу датчика критической температуры промежуточного теплоносителя на входе в теплоутилизатор, ниже которой начинается обмерзание теплоутилизаторов вытяжных установок.

3.4. Принципиальная схема СУПТ с подогревом промежуточного теплоносителя приведена на рис.7 приложения I.

3.4.I. Система стабилизации температуры приточного воздуха работает следующим образом.

При повышении температуры приточного воздуха по сигналу датчика 3 постепенно закрывается клапан 2, сокращая расход теплоносителя через водоподогреватель.

Если клапан 2 полностью закрыт, а температура продолжает расти, открывается клапан 7, пропуская часть теплоносителя в обвод теплоутилизаторов приточных установок.

Для систем, в которых предусматриваются индивидуальные регулирующие клапаны у каждого теплоутилизатора приточной установки, поддерживается температура промежуточного теплоносителя с координацией по температуре наружного воздуха. При повышении температуры приточного воздуха по сигналу датчика 3 закрывается клапан I.

3.4.2. Защита промежуточного теплоносителя от замерзания предусматривается аналогично п.3.3.2.

3.4.3. Защита от обмерзания в теплоутилизаторах вытяжных установок предусматриваются аналогично п.3.3.4.

3.5. В альбоме 2 представлено 48 технологических схем СУПТ с подогревом (системы I-24) и СУПТ без подогрева (системы 24-48).

29
21355-01

разработанных как для одиночных, так и для группы приточных установок.

3.6. В альбоме 3 разработано 48 схем автоматизации, включающих функциональные и принципиальные электрические схемы.

3.7. ТУБ могут присоединяться к циркуляционному контуру СУПТ по двум схемам:

параллельное присоединение (см.рис.8 приложения 8) – ТУБ всех приточных установок и ТУБ всех вытяжных установок присоединяются параллельно;

последовательно-параллельное присоединение (см.рис.9,10 приложения 1) – ТУБ одной приточной и одной вытяжной установки соединяются между собой последовательно, каждая пара таких ТУБ присоединяется к циркуляционному контуру параллельно.

Для СУПТ с подогревом могут использоваться схемы по рис.8,9, для СУПТ без подогрева – схемы по рис.8,9,10.

4. УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

4.I. Методика расчета и примеры расчета систем утилизации выполнены в единицах СИ и в системе МКГСС.
Значения в единицах системы МКГСС указаны в скобках.

4.2. Принятые условные обозначения

L – объемный расход среды, $м^3/ч$;
G – массовый расход среды, кг/ч;
t – температура среды, ^oC;
i – энтальпия воздуха, кДж/кг [ккал/кг];
d – влагосодержание воздуха, г/кг;
ρ – плотность среды, $кг/м^3$;
c – удельная теплоемкость среды, кДж/(кг.^oC) [ккал/(кг.^oC)];
ω – скорость движения теплоносителя, м/с;
$\nu\rho$ – массовая скорость движения воздуха, $кг/(м^2.с)$;
K – коэффициент теплопередачи, $Вт/(м^2.\ ^oC)$ [ккал/(ч.$м^2$.^oC)];
$\alpha_в$ – коэффициент наружного теплообмена, $Вт/(м^2.^oC)$ [ккал/(ч.$м^2$.^oC)];
$\alpha_к$ – коэффициент внутреннего теплообмена, $Вт/(м^2.^oC)$ [ккал/(ч.$м^2$.^oC)];
F – площадь теплообменной поверхности воздухонагревателя или воздухоохладителя, $м^2$;
f – площадь сечения, $м^2$;
ΔP – потери давления, Па [кгс/$м^2$];
n – количество вытяжных установок;
m – количество приточных установок;
λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м.^oC) [ккал/(ч.м.^oC)];
ν – коэффициент кинематической вязкости, $м^2/с$;
μ – коэффициент динамической вязкости, (Н.С)/$м^2$ [(кгс.с)/$м^2$];
a – коэффициент температуропроводности, $м^2/с$;
ψ – коэффициент оребрения;
q – теплота конденсации пара, кДж/кг(ккал/кг);

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

φ – относительная влажность воздуха, %;

ξ – поправочный коэффициент;

e и $C_{нас}$ – эмпирические коэффициенты аппроксимации:
e, кДж/кг [ккал/кг]; $C_{нас}$, кДж/(кг.°С)[ккал/(кг.°С)];

$C_{ж}$ – коэффициент для расчета гидравлического сопротивления по теплоносителю (раствор $CaCl_2$), $(Па \cdot с^2)/м^4$ $(кг \cdot с^2)/м^4$;

Q – годовое потребление теплоты (количество теплоты), ГДж(Гкал);

τ – число часов работы установки, ч;

τ – степень суровости наружного климата, °С.ч;

V – вместимость (объем), $м^3$;

Q – расход теплоты (тепловой поток), кВт(ккал/ч);

4.3. Безразмерные комплексы

$$F_0' = \frac{K \cdot F}{G_в \cdot C_в}$$ – безразмерный параметр, в системе МКГСС; (4.1)

$$F_0' = \frac{3{,}6 K \cdot F}{G_в \cdot C_в}$$ – безразмерный параметр в СИ при $G_в$ в кг/ч, $C_в$ в кДж/(кг.°С);

$$W = \frac{G_в \cdot C_в}{G_ж \cdot C_ж}$$ – отношение водяных эквивалентов; (4.2)

$$B_2 = \frac{t_{вых2} - t_{в.вх2}}{t_{в.вх2} - t_{ж.вх2}}$$ – относительный перепад температур удаляемого воздуха; (4.3)

$$B_1 = \frac{t_{вых1} - t_{в.вх1}}{t_{ж.вх1} - t_{в.вх1}}$$ – относительный перепад температур приточного воздуха; (4.4)

$$B_{об2} = \frac{t_{в.вх2} - t_{вых1}}{t_{в.вх2} - t_{в.вх1}}$$ – общий относительный перепад температур удаляемого воздуха; (4.5)

$$B_{об1} = \frac{t_{вых1} - t_{в.вх1}}{t_{в.вх2} - t_{в.вх1}}$$ – общий относительный перепад температур приточного воздуха; (4.6)

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$ – число Прандтля. (4.7)

32

21855-01

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

4.4. Принятые индексы

I – приточный; 2 – вытяжной; (I)...(i) – порядковый номер установки; б – бак; Б– больший; В– воздух; вод – водоподогреватель; год – годовой; ж – промежуточный теплоноситель; зам – замерзание; к – конечный;кн – конденсация; кр– критический; м – меньший; макс – максимальный; мин – минимальный; н – начальный; нас – насыщение; нед – неделя; ном – номинальный; об– общий; от – отопительный; п – подпитка; пом – помещение; пр – предельный; р – расширительный; раств – растворный; рс – точка росы; с – система; сб – сборный; ср – средний; сух – сухой; т – трубопровод; тр – требуемый; ут – утилизированный; ус – условный; ф – фактический; фр – фронтальный; ч – часовой.

4.5. Перевод применяемых физических величин из системы единиц МКГСС в СИ

Энтальпия I ккал/кг = 4,I87 кДж/кг.

Теплоемкость I ккал/(кг·°С) =4,I87 кДж/(кг·°С).

Коэффициент теплопередачи (теплоотдачи)
I ккал/(ч.м ^{2}.°С) = I,I63 Вт/(м^2.°С).

Расход теплоты (тепловой поток) I ккал/ч = I,I63 Вт.

Коэффициент теплопроводности I ккал/(ч.м.°С)=I,I63 Вт/(м.°С).

Коэффициент динамической вязкости I(кгс·с)/м^2=9,8I(Н·с)/м^2.

Давление I кгс/м^2=9,8I Па.

Годовое потребление теплоты I Гкал/ч = 4,I869 ГДж.
(количество теплоты)

4.6. Соотношение применяемых физических величин с единицей СИ

Энергия I Вт.ч = 3,6 кДж.

Тепловой поток I кВт = 3,6·I0^{-3} Г Дж/ч .

Расход теплоты I кДж =I кВт.с. Время I ч. = 3600 с.

33

21855-01

5. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ, АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СУПТ

5.I. Основной теплотехнической характеристикой СУПТ является общий относительный перепад температур по приточному воздуху $\Theta_{об1}$, определяемый по формуле (4.6).

5.I.I. Значения $\Theta_{об1}$ для СУПТ, состоящих из одной приточной и одной вытяжной установок, приведены в приложении 3:

на рис. 8-I7 - для установок, проектируемых на базе центральных кондиционеров КТЦ2А;

на рис. I8-29 - для установок, проектируемых на базе приточных камер 2ПК.

Теплотехнические характеристики построены для СУПТ с равными расходами воздуха в приточной и вытяжной установках ($L_2 = L_1$), в объеме от 50 до I50% номинального расхода воздуха $L_{ном}$ основного оборудования, с теплоносителем водный раствор хлористого кальция при отношении водяных эквивалентов равном единице (W =I).

5.I.2. Значение $\Theta_{об1}$ определены для систем с типовыми ТУБ, разработанными в альбоме 4.

Для характеристик $\Theta_{об1}$ на рис. 8-29 приложения 3 принято обозначение, включающее порядковый номер типового ТУБ и номер типа обвязки ТУБ трубопроводами.

Например, обозначение "ТУБ II(2)" соответствует ТУБ с порядковым номером II и 2-м типом трубопроводной обвязки. Классификация ТУБ приведена в альбоме 4.

5.2. Аэродинамические характеристики (потери давления по воздуху) теплообменников-теплоутилизаторов в зависимости от $(v\rho)_{фр}$ приведены на рис.7 приложения 3.

Потери давления по воздуху в типовых ТУБ при номинальном расходе воздуха, соответствующем номинальному расходу воздуха основного оборудования, даны в табл. I и 2 альбома 4.

5.3. Гидравлический расчет СУПТ при теплоносителе воде выполняется традиционным методом.

5.4. Гидравлический расчет СУПТ при теплоносителе растворе хлористого кальция выполняется, принимая:

потери давления на трение в трубопроводах - по табл.5 прил.2;

потери давления в теплоутилизаторах - по формуле

$$\Delta P_ж = C_ж \cdot \omega^2 , \qquad (5.I)$$

34

21855-01

где $C_ж$ – коэффициент для одного теплообменника, определяемый по табл. 6,7 приложения 2. При последовательно– параллельной обвязке ТУБ значение $C_ж$ принимается с учетом количества теплообменников, соединенных последовательно по теплоносителю.

5.4.I. Гидравлические характеристики, соответствующие потери давления в типовых ТУБ с учетом обвязки их трубопроводами при теплоносителе растворе хлористый кальций, приведены в приложении 3:

на рис. I–3 – для установок, проектируемых на базе центральных кондиционеров КТЦ2А;

на рис. 4–6 – для установок, проектируемых на базе приточных камер 2ПК.

Гидравлические характеристики построены для типовых ТУБ при расходе теплоносителя, соответствующем W =I и расходу воздуха от 0,5 L ном до I,5 L ном.

Потери давления по теплоносителю в типовых ТУБ с обвязкой при номинальном расходе воздуха, соответствующем номинальному расходу основного оборудования, и расходе незамерзающего теплоносителя при W =I приведены в табл.I,2 альбома 4.

6. МЕТОДЫ РАСЧЕТА СИСТЕМ УТИЛИЗАЦИИ

6.I. Расчет СУПТ рекомендуется проводить одним из следующих методов:

автоматизированным, используя программу расчета на ЭВМ, описанную в разделе 7;

упрощенным графо–аналитическим, приведенным в разделе 8;

графо–аналитическим, приведенным в разделах 9, I0;

аналитическим, приведенным в разделе II.

6.2. Автоматизированный метод позволяет рассчитывать СУПТ с подогревом и без подогрева промежуточного теплоносителя и проводить многовариантное проектирование, повышает точность расчета и сокращает трудоемкость проектирования.

6.3. Упрощенный графо–аналитический метод предназначен для расчета на стадии проект и рабочая документация типовых ТУБ в СУПТ без подогрева промежуточного теплоносителя, состоящих из одиночных или из группы приточных и вытяжных установок с одинаковыми

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

типами теплоутилизаторов и одинаковыми начальными или с близкими по значению температурами приточного воздуха; схема присоединения ТУБ к циркуляционному контуру - параллельная по рис. 8 приложения I.

При расчете СУПТ без подогрева с ТУБ, имеющими различные температуры приточного воздуха и различные типы теплоутилизаторов, данный метод рекомендуется использовать на стадии проект.

Расчет системы по указанному методу приведен в примерах I,2 приложения 4.

6.4. Графо-аналитический метод предназначен для расчета на стадии проект и рабочая документация типовых ТУБ в СУПТ с подогревом и без подогрева промежуточного теплоносителя, состоящих из одиночных или группы приточных и вытяжных установок, как с одинаковыми, так и с различными типами теплоутилизаторов, а также с одинаковыми или различными начальными параметрами приточного воздуха, при относительной влажности удаляемого воздуха не более 90% и параллельной или последовательно-параллельной схемах присоединения ТУБ к циркуляционному контуру по рис.8,9,I0 приложения I.

Расчет системы по указанному методу приведен в примерах 3 - 7 приложения 4.

6.5. Аналитический метод, являющийся наиболее трудоемким, следует применять, если невозможно использовать вышеуказанные методы.

Расчет системы по указанному методу приведен в примерах 8,9 приложения 4 .

6.6. Для расчета СУПТ по одному из трех методов (упрощенный графо-аналитический, графо-аналитический и аналитический) в альбоме I приведены зависимости и графики основных расчетных данных (теплотехнические, гидравлические характеристики систем и ТУБ, коэффициенты теплопередачи различных типов теплоутилизаторов, а также поправочные коэффициенты), рассчитанных и построенных для незамерзающего теплоносителя - водного раствора хлористого кальция.

В процессе расчета вид теплоносителя уточняется.

При использовании в качестве промежуточного теплоносителя воды в расчет вводятся поправки, учитывающие теплофизические характеристики воды.

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

7. АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА

7.I. Расчет СУПТ выполняется на ЭВМ, используя программу расчета СУТ-2 для ЕС ЭВМ в системе ОС.

Программа хранится в МНИИТЭП (Московском научно-исследовательском и проектном институте типового и экспериментального проектирования).

7.2. Программа предназначена для расчета СУПТ, состоящих из одиночных или из группы приточных и вытяжных установок, присоединяемых последовательно или параллельно к циркуляционному контуру промежуточного теплоносителя.

7.3. В качестве теплоутилизаторов могут применяться любые жидкостно-воздушные теплообменники, выпускаемые промышленностью (КСк 3, КСк 4, КВСБ-ПУЗ, КВББ-ПУЗ, ТП-0,3, ТП-04, ВН). Конструктивные и теплотехнические характеристики теплообменников, необходимые для расчета, занесены в текст программы. В программе предусмотрена возможность расчета систем с различными видами промежуточных теплоносителей: водным раствором соли хлористого кальция, водным раствором нитрита натрия, растворами гликолей, водой. Теплофизические характеристики этих теплоносителей также занесены в текст программы.

7.4. Программа выбирает вид теплоносителя и оптимальную по экономической эффективности систему утилизации из заданных ей для анализа систем, отличающихся типами теплоутилизаторов, их компоновкой во фронтальном сечении и количеством теплоутилизаторов по ходу движения воздуха (по глубине).

Типы теплоутилизаторов и их компоновка во фронтальном сечении задаются проектировщиком, а перебор вариантов установок, отличающихся количеством теплоутилизаторов по ходу движения воздуха и обвязкой их по теплоносителю, программа выполняет автоматически.

Если тип, компоновка и обвязка теплоутилизаторов ТУБ системы заданы, то программа позволяет исключить этап работы по перебору вариантов.

7.5. Для выбранной оптимальной системы утилизации программа определяет конечные параметры удаляемого и приточного воздуха, температуры промежуточного теплоносителя до и после приточных и вытяжных установок, долю поверхности теплоутилизаторов вытяжных установок, покрытую конденсатом и инеем, часовую и годовую экономию тепловой энергии, потери давления в ТУБ по воздуху и по теплоносителю

37

8. УПРОЩЕННЫЙ ГРАФО-АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА СУПТ БЕЗ ПОДОГРЕВА ПРОМЕЖУТОЧНОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

8.I. Исходные данные для расчета системы, состоящей из n вытяжных и m приточных установок:

объемные расходы воздуха через ТУБ каждой вытяжной установки ($L_{в2}^{(1)}, L_{в2}^{(2)}, \dots, L_{в2}^{(n)}$);

массовые расходы воздуха через ТУБ каждой вытяжной установки ($G_{в2}^{(1)}, G_{в2}^{(2)}, \dots, G_{в2}^{(n)}$);

объемные расходы воздуха через ТУБ каждой приточной установки ($L_{в1}^{(1)}, L_{в1}^{(2)}, \dots, L_{в1}^{(m)}$);

массовые расходы воздуха через ТУБ каждой приточной установки ($G_{в1}^{(1)}, G_{в1}^{(2)}, \dots, G_{в1}^{(m)}$);

начальная температура удаляемого воздуха($t_{в.н2}^{(1)}, t_{в.н2}^{(2)}, \dots, t_{в.н2}^{(n)}$);

начальная относительная влажность удаляемого воздуха ($\varphi_{в.н2}^{(1)}, \varphi_{в.н2}^{(2)}, \dots, \varphi_{в.н2}^{(n)}$);

начальная энтальпия удаляемого воздуха($i_{в.н2}^{(1)}, i_{в.н2}^{(2)}, \dots, i_{в.н2}^{(n)}$);

начальная температура приточного воздуха ($t_{в.н1}^{(1)}, t_{в.н1}^{(2)}, \dots, t_{в.н1}^{(m)}$);

конечная температура приточного воздуха ($t_{в.к1}^{(1)}, t_{в.к1}^{(2)}, \dots, t_{в.к1}^{(m)}$).

Схема присоединения ТУБ к циркуляционному контуру промежуточного теплоносителя (параллельная или последовательно-параллельная).

Основное оборудование приточных установок (КТЦ2А или 2ПК).

8.2. Выбираются ТУБ (тип теплоутилизаторов, их количество, число рядов трубок по глубине) и схема обвязки.

8.2.I. При достаточно близком совпадении заданного сочетания параметров (температуры наружного, приточного и удаляемого воздуха) с "параметрами воздуха", принятыми для типовых ТУБ (см. альбом 5), ТУБ и их обвязка принимаются путем сопоставления показателей вариантных решений типовых блоков для заданного расхода воздуха (см. табл.3.I–3.4 альбома 5).

По индексу выбранного ТУБ из табл. I–5 альбома 4 выписывается его техническая характеристика (тип и количество теплоутилизаторов число рядов трубок, номер схемы обвязки).

8.2.2. При несовпадении указанных в п.8.2.I параметров сначала выбирается тип теплоутилизатора и в соответствии с заданным типоразмером основного оборудования (кондиционера или приточной камеры) по табл. 4 и 5 альбома 4 (см. схемы по фронту) определяется количество теплоутилизаторов во фронтальном сечении.

Затем на основании технико-экономического сопоставления различных конструктивных и компоновочных решений ТУБ или на основании сравнения технико-экономических показателей типовых ТУБ, приведенных в альбоме 5, определяется число рядов трубок (по глубине) для каждого ТУБ.

На стадии проект при $t_{в.н2} \leq 50^{o}C$ число рядов трубок в ТУБ (по глубине) допускается принимать без экономического сопоставления равным: 8-9 при $\bar{\tau} > -5000$ $^{o}C \cdot ч$;
I0-I2 при $-5000 \geqslant \bar{\tau} \geqslant -26000$ $^{o}C \cdot ч$;
I6 при $\bar{\tau} < -26000$ $^{o}C \cdot ч$,
где $\bar{\tau}$ – степень суровости наружного климата в холодный период года, $^{o}C \cdot ч$, определяемая по формуле

$$\bar{\tau} = \bar{\tau}^{от} \cdot t_{в.н1}^{ср(от)}, \qquad (8.I)$$

здесь $\bar{\tau}^{от}$ – отопительный период, ч;
$t_{в.н1}^{ср(от)}$ – средняя температура наружного воздуха за отопительный период, ^{o}C.

По табл. 4 и 5 альбома (см. тип обвязки) выбирается схема обвязки ТУБ по теплоносителю.

В зависимости от принятого типа теплоутилизаторов, схемы обвязки, числа рядов трубок в ТУБ по табл. I и 2 альбома 4 подбирается соответствующий типовой ТУБ, выписывается номер ТУБ и схема обвязки.

8.3. Определяется площадь живого сечения по теплоносителю $f_{ж}^{(i)}$ и фронтального сечения по воздуху $f_{в.ф}^{(i)}$. Для типовых ТУБ $f_{ж}$ и $f_{в.ф}$ приведены в табл. 4, 5 альбома 4.

8.4. Определяются суммарные массовые и объемные расходы удаляемого $\Sigma G_{в2}$, $\Sigma L_{в2}$ и приточного $\Sigma G_{в1}$, $\Sigma L_{в1}$ воздуха.

8.5. Определяются средние параметры воздуха n вытяжных и m приточных установок по формулам:

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

$$t_{в н2}^{ср} = \frac{t_{в н2}^{(1)} \cdot G_{в2}^{(1)} + t_{в н2}^{(2)} \cdot G_{в2}^{(2)} + \ldots + t_{в н2}^{(n)} \cdot G_{в2}^{(n)}}{\Sigma G_{в2}}, \qquad (8.2)$$

$$\varphi_{в н2}^{ср} = \frac{\varphi_{в н2}^{(1)} \cdot G_{в2}^{(1)} + \varphi_{в н2}^{(2)} \cdot G_{в2}^{(2)} + \ldots + \varphi_{в н2}^{(n)} \cdot G_{в2}^{(n)}}{\Sigma G_{в2}}, \qquad (8.3)$$

$$i_{в н2}^{ср} = \frac{i_{в н2}^{(1)} \cdot G_{в2}^{(1)} + i_{в н2}^{(2)} \cdot G_{в2}^{(2)} + \ldots + i_{в н2}^{(n)} \cdot G_{в2}^{(n)}}{\Sigma G_{в2}}, \qquad (8.4)$$

$$t_{в н1}^{ср} = \frac{t_{в н1}^{(1)} \cdot G_{в1}^{(1)} + t_{в н1}^{(2)} \cdot G_{в1}^{(2)} + \ldots + t_{в н1}^{(m)} \cdot G_{в1}^{(m)}}{\Sigma G_{в1}}. \qquad (8.5)$$

8.6. Для предварительной оценки вида теплоносителя определяется средняя температура $t_в^{ср}$ двух потоков воздуха n вытяжных и m приточных установок по формуле

$$t_в^{ср} = \frac{t_{в н2}^{ср} + t_{в н1}^{(i)мин}}{2}, \qquad (8.6)$$

где $t_{в н1}^{мин}$ – наименьшая из начальных температур приточного воздуха для m приточных установок.

Если $t_в^{ср} < 12\,^{\circ}C$, в качестве промежуточного теплоносителя применяется незамерзающий раствор хлористого кальция.

Если $t_в^{ср} \geq 12\,^{\circ}C$, в качестве промежуточного теплоносителя используется вода.

Теплотехнический расчет СУПТ выполняется с учетом теплофизических характеристик теплоносителя.

8.7. Определяется расход промежуточного теплоносителя $G_ж$ в системе по большему суммарному массовому расходу воздуха $\Sigma G_{в5}$ (из суммарных расходов воздуха соответственно n вытяжных $\Sigma G_{в2}$ или m приточных $\Sigma G_{в1}$ установок) и отношению водяных эквивалентов для большего суммарного расхода воздуха одного из потоков $W_б = 1$ по формуле

$$G_ж = \frac{\Sigma G_{в5} \cdot c_в}{c_ж \cdot W_б}. \qquad (8.7)$$

При $\Sigma G_{в1} = \Sigma G_{в2}$ отношение водяных эквивалентов для каждого потока принимается равным единице $W_1 = W_2 = 1$, $G_ж$ рассчитывается по формуле (8.7), подставляя вместо $\Sigma G_{в.б}$ $\Sigma G_{в1} = \Sigma G_{в2}$.

8.8. Определяется расход теплоносителя для каждой вытяжной $G^{(i)}_{ж2}$ и приточной $G^{(i)}_{ж1}$ установки пропорционально их расходам воздуха по формулам:

$$G^{(i)}_{ж2} = \frac{G^{(i)}_{в2} \cdot G_ж}{\Sigma G_{в2}}, \qquad (8.8)$$

$$G^{(i)}_{ж1} = \frac{G^{(i)}_{в1} \cdot G_ж}{\Sigma G_{в1}}. \qquad (8.9)$$

8.9. Определяется скорость движения теплоносителя в трубках теплоутилизаторов каждой вытяжной $\omega^{(i)}_2$ и приточной $\omega^{(i)}_1$ установки, а также среднее значение скорости $\omega^{ср}_2$ для n вытяжных установок по формулам:

$$\omega^{(i)} = \frac{G^{(i)}_ж}{3600 \cdot \rho \cdot f^{(i)}_ж}, \qquad (8.10)$$

$$\omega^{ср} = \frac{G_ж}{3600 \cdot \rho \cdot \Sigma f_ж}, \qquad (8.11)$$

где ρ – плотность теплоносителя, кг/м^3, принимается по табл.I приложения 2;

$f^{(i)}_ж$ – площадь живого сечения, м^2, прохода по теплоносителю i-го ТУБ;

$\Sigma f_ж$ – суммарное значение площади живого сечения, м^2, прохода по теплоносителю ТУБ n вытяжных установок или m приточных установок.

При теплоносителе воде дополнительно находится среднее значение скорости $\omega^{ср}_1$ для m приточных установок по формуле (8.II) при соответствующем значении $\Sigma f_{ж1}$.

8.10. Находятся потери давления в ТУБ по теплоносителю $\Delta P^{(i)}_ж$ в соответствии с принятым типом теплоутилизатора, номером ТУБ и схемой обвязки: по графикам рис. I–6 приложения 3 – при незамерзающем растворе и $W = 1$; по расчету – при теплоносителе воде или незамерзающем теплоносителе и $W \neq 1$ (см. п.п.5.3–5.4).

8.11. Определяется массовая скорость движения воздуха во фронтальном сечении каждой приточной $(\nu\rho)^{(i)}_{пр1}$ и вытяжной установки

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

$(vf)^{(i)}_{фр2}$, а также среднее значение массовой скорости для вытяжных $(vf)^{ср}_{фр2}$ установок по формулам:

$$(vf)^{(i)}_{фр} = \frac{G^{(i)}_в}{3600 \cdot f^{(i)}_{фр}}, \qquad (8.12)$$

$$(vf)^{ср}_{фр} = \frac{\Sigma G_в}{3600 \cdot \Sigma f_{фр}}, \qquad (8.13)$$

где, $f^{(i)}_{фр}$ – площадь фронтального сечения, м^2, для одного ТУБ;

$\Sigma f_{фр}$ – суммарная площадь фронтального сечения n вытяжных установок или m приточных установок.

При теплоносителе воде дополнительно находится среднее значение массовой скорости $(vf)^{ср}_{фр1}$ для m приточных установок по формуле (8.13) при соответствующих значениях $\Sigma G_{в1}$ и $\Sigma f_{фр1}$.

8.12. Находятся потери давления в ТУБ по воздуху $\Delta P^{(i)}_в$ по графикам рис. 7 приложения 3.

8.13. Для СУПТ с одиночными установками и равными расходами воздуха ($L_{в1} = L_{в2}$), а также с одинаковыми ТУБ определяется общий относительный перепад температур $\Theta_{об1}$ по графикам рис. 8-29 приложения 3.

Для определения $\Theta_{об1}$ подбирается график теплотехнической характеристики системы с ТУБ, соответствующими принятому типу теплоутилизаторов.

На оси абсцисс откладывается значение $L_{в1}$, проводится вертикальная линия до пересечения с характеристикой принятого ТУБ. Ордината точки пересечения определяет значение $\Theta_{об1}$.

8.14. Для СУПТ с одиночными установками и неодинаковыми расходами воздуха ($L_{в1} \neq L_{в2}$), а также для СУПТ с группами приточных и вытяжных установок определяется средний общий относительный перепад температур $\Theta^{ср}_{об1}$ для системы утилизации по формулам:

для одиночных установок $$\Theta^{ср}_{об1} = \frac{\Theta^{(1)}_{об} + \Theta^{(2)}_{об}}{2} \qquad (8.14)$$

для группы установок $$\Theta^{ср}_{об1} = \frac{\Theta^{(1)}_{об1} + \Theta^{(m)}_{об1}}{2}, \qquad (8.14.1)$$

где $\Theta^{(1)}_{об}$ и $\Theta^{(2)}_{об}$ – общие относительные перепады температур для условных систем с расходом воздуха L_1 и L_2 находятся по п.8.14.1;

$\Theta_{051}^{(n)}$ и $\Theta_{051}^{(m)}$ – общие относительные перепады температур условных систем с расходом воздуха, равным соответственно расходу воздуха n вытяжных и расходу воздуха m приточных установок, находятся по п.8.14.2 – 8.14.3.

При теплоносителе воде $\Theta_{051}^{ср}$ определяется по формуле

$$\Theta_{051}^{ср} = \frac{\Theta_{051}^{(m)} \cdot \xi_{\theta 05}^{(m)} + \Theta_{051}^{(n)} \cdot \xi_{\theta 05}^{(n)}}{2}, \qquad (8.15)$$

здесь $\xi_{\theta 05}^{(m)}$ и $\xi_{\theta 05}^{(n)}$ – поправочные коэффициенты, учитывающие теплофизические свойства воды, принимаемые по табл. 14 приложения 2 при соответствующих значениях $\omega_1^{ср}$, $(vp)_{фр1}^{ср}$ и $\omega_2^{ср}$, $(vp)_{фр2}^{ср}$, $t_в^{ср}$.

8.14.1. Для СУПТ с одиночными установками и разными расходами воздуха $\Theta_{051}^{(1)}$ и $\Theta_{051}^{(2)}$ определяются для условных систем с объемным расходом воздуха, равным соответственно $L_{в1}$ и $L_{в2}$.

По рис. 8-29 приложения 3 для каждой условной системы подбираются графики теплотехнической характеристики системы, соответствующей принятому типу теплоутилизаторов в вытяжной или приточной установке.

Значения $\Theta_{051}^{(1)}$ и $\Theta_{051}^{(2)}$ на графике находятся как в п.8.13.

8.14.2. Для СУПТ с группами вытяжных и приточных установок, имеющих одинаковые типы теплоутилизаторов и близкие значения начальных параметров воздуха, $\Theta_{051}^{(n)}$ и $\Theta_{051}^{(m)}$ определяются для условных систем с объемными расходами воздуха, равными соответственно $L_{в2}^{ср}$ и $L_{в1}^{ср}$, которые находятся по формулам:

$$L_{в2}^{ср} = \frac{\Sigma L_{в2}}{n}, \qquad (8.16)$$

$$L_{в1}^{ср} = \frac{\Sigma L_{в1}}{m}, \qquad (8.17)$$

где $\Sigma L_{в2}$ и $\Sigma L_{в1}$ – суммарные объемные расходы воздуха, м³/ч, соответственно n вытяжных и m приточных установок.

По рис. 8-29 приложения 3 подбираются графики теплотехнических характеристик систем, соответствующих принятому типу теплоутилизаторов в вытяжных установках при $L_в = L_{в2}^{ср}$ и приточных установках при $L_в = L_{в1}^{ср}$.

43

21855-01

На оси абсцисс откладывается значение $\mathcal{Z}_B$, проводится вертикальная линия до пересечения с ближайшей характеристикой, соответствующей принятому числу рядов трубок и типу схемы обвязки ТУБ. Ордината точки пересечения определяет значение Θ_{051}.

8.I4.3. Для СУПГ с группами вытяжных и приточных установок, имеющих разные типа теплоутилизаторов и различные начальные параметры воздуха, определяются общие относительные перепады температур $\Theta_{051}^{n(i)}$ и $\Theta_{051}^{m(i)}$ для условных систем с объемными расходами воздуха, равными соответственно объемному расходу каждой вытяжной установки $\mathcal{Z}_{B2}^{(i)}$ и каждой приточной установки $\mathcal{Z}_{B1}^{(i)}$.

По рис.8-29 приложения 3 для каждой условной системы подбирается график теплотехнической характеристики, соответствующей принятому типу теплоутилизатора. На оси абсцисс откладывается значение $\mathcal{Z}_B^{(i)}$, проводится вертикальная линия до пересечения с характеристикой, соответствующей принятому номеру ТУБ и типу схемы обвязки. Ордината точки пересечения определяет значение $\Theta_{051}^{(i)}$.

Находится общий относительный перепад температур $\Theta_{051}^{(n)}$ для среднего объемного расхода удаляемого воздуха $\mathcal{Z}_{B2}^{cp}$ по формуле

$$\Theta_{051}^{(n)} = \frac{\Sigma(\Theta_{051}^{n(i)} \cdot \mathcal{Z}_{B2}^{(i)})}{\Sigma \mathcal{Z}_{B2}} . \qquad (8.I8)$$

Находится $\Theta_{051}^{(m)}$ для $\mathcal{Z}_{B1}^{cp}$ по формуле

$$\Theta_{051}^{(m)} = \frac{\Sigma(\Theta_{051}^{m(i)} \cdot \mathcal{Z}_{B1}^{(i)})}{\Sigma \mathcal{Z}_{B1}} , \qquad (8.I9)$$

где $\mathcal{Z}_{B2}^{cp}$ и $\mathcal{Z}_{B1}^{cp}$ определяются по формулам (8.I6), (8.I7).

8.I5. Определяется отношение водяных эквивалентов $W_н$ для меньшего суммарного расхода воздуха $\Sigma G_{Bн}$ в системе по формуле

$$W_н = \frac{\Sigma G_{Bн} \cdot C_B}{G_ж \cdot C_ж} . \qquad (8.20)$$

При $\Sigma G_{B1} = \Sigma G_{B2}$ отношение водяных эквивалентов в каждом из потоков равно единице ($W_1 = W_2 = 1$), см.п.8.7.

8.I6. При значении $W_н < 1$ находится поправочный коэффициент ξ_w, учитывающий неравенство отношений водяных

эквивалентов двух потоков по графику рис.30 приложения 3.

8.17. Определяется отношение $\bar{G}_в$ суммарных расходов удаляемого $\Sigma G_{в2}$ и приточного $\Sigma G_{в1}$ воздуха по формуле

$$\bar{G}_в = \frac{\Sigma G_{в2}}{\Sigma G_{в1}} . \qquad (8.21)$$

По графикам рис.31 приложения 3 находится поправочный коэффициент ξ_G, учитывающий неравенство расходов приточного и удаляемого воздуха.

8.18. Определяется граничное значение относительной влажности удаляемого воздуха $\varphi_{ух}$, при которой не происходит конденсация влаги, по табл.8 приложения 2 при значениях $t^{ср}_{в.м2}$ и $t^{ср}_{в.м1}$.

8.19. Если средняя относительная влажность удаляемого воздуха $\varphi^{ср}_{в.м2}$ меньше или равна значению ($\varphi_{ух}+5$), то системы работают без выпадения конденсата на поверхности; если $\varphi^{ср}_{в.м2}$ больше значения ($\varphi_{ух}+5$), то системы работают с выпадением конденсата на поверхности теплоутилизаторов вытяжных установок.

При работе установок с выпадением конденсата определяется поправочный коэффициент ξ_φ, учитывающий выпадение конденсата по величине $\Delta\varphi = \varphi^{ср}_{в.м2} - (\varphi_{ух}+5)$, по графикам рис.32, 33 приложения 3. При работе установок без выпадения конденсата ξ_φ принимается равным единице.

8.20. Уточняется величина среднего общего относительного перепада температур $\Theta^{ср(ф)}_{оз1}$ по формуле

$$\Theta^{ср(ф)}_{оз1} = \Theta^{ср}_{оз1} \cdot \xi_w \cdot \xi_G \cdot \xi_\varphi . \qquad (8.22)$$

8.21. Определяется средняя температура $t^{ут(ф)}_{в.к1}$ приточного воздуха после приточных ТУБ по формуле

$$t^{ут(ф)}_{в.к1} = t^{ср}_{в.м1} + \Theta^{ср(ф)}_{оз1} \cdot (t^{ср}_{в.м2} - t^{ср}_{в.м}) . \qquad (8.23)$$

8.22. Определяется средний относительный перепад температур $\Theta^{ср}_{1,\Sigma G_{в1}}$ условной приточной установки с суммарным расходом воздуха по формуле

$$\Theta^{ср}_{1} = \frac{1+\bar{G}_в}{W_1 + 1/\Theta^{ср(ф)}_{оз1}} , \qquad (8.24)$$

где W_1 принимается равным $W_в = 1$ по п.8.7, если $\Sigma G_{в1} \geq \Sigma G_{в2}$, или принимается равным значению $W_н$ по п.8.15, если $\Sigma G_{в1} < \Sigma G_{в2}$.

45

21855-01

8.23. Определяется средняя температура промежуточного теплоносителя $t^{ср}_{ж.к2}$ после ТУБ вытяжных установок по формуле

$$t^{ср}_{ж.к2} = t^{ср}_{в.н1} + \frac{t^{ут(ср)}_{в.к1} - t^{ср}_{в.н1}}{B^{ср}_{ж}} \quad . \qquad (8.25)$$

8.24. Определяется средняя температура промежуточного теплоносителя $t^{ср}_{ж.к1}$ после ТУБ приточных установок по формуле

$$t^{ср}_{ж.к1} = t^{ср}_{ж.н1} - W_1 (t^{ут(ср)}_{в.к1} - t^{ср}_{в.н1}) , \qquad (8.26)$$

где $t^{ср}_{ж.н1} = t^{ср}_{ж.к2}$.

Уточняется вид теплоносителя: при $t^{ср}_{ж.к1} > 7°C$ в качестве промежуточного теплоносителя используется вода, при $t^{ср}_{ж.к1} \leq 7°C$ применяются растворы солей.

Если предварительный выбор теплоносителя по п.8.6 оказался неверным, расчет повторяется по п.п.8.7 - 8.24 для другого вида теплоносителя.

8.25. Определяется часовой расход утилизированной теплоты в расчетном режиме по формуле

$$Q^{ут(ср)}_{ч} = \Sigma G_{в1} \cdot c_в \cdot \theta^{ср(ср)}_{об1} (t^{ср}_{в.к2} - t^{ср}_{в.н1}) \cdot Д \quad , \qquad (8.27)$$

где Д - коэффициент равный I в системе МКГСС или I/3600 в СИ.

8.26. Определяется часовой расход теплоты $Q^{т}_{ч}$ от первичного источника тепла на дополнительный нагрев приточного воздуха по формуле

$$Q^{т(ср)}_{ч} = \Sigma G_{в1} \cdot c_в (t^{ср}_{в.к1} - t^{ут(ср)}_{в.к1}) \cdot Д \quad . \qquad (8.28)$$

8.27. При необходимости определяются средние значения конечной температуры $t^{ср}_{в.к2}$ и конечного влагосодержания $d^{ср}_{в.к2}$ удаляемого воздуха после ТУБ вытяжных установок по i-d диаграмме для точки с координатами $i^{ср}_{в.к2}$ и φ = I00 %.

Средняя энтальпия $i'^{ср}_{в.к2}$ удаляемого воздуха после ТУБ определяется по формуле

$$i'^{ср}_{в.к2} = i'^{ср}_{в.н2} - \frac{\Sigma G_{в1} \cdot c_в (t^{ут(ср)}_{в.к1} - t^{ср}_{в.н1})}{\Sigma G_{в2}} \quad . \qquad (8.29)$$

8.28. На стадии рабочая документация для СУПТ с незамерзающим теплоносителем, в которых ТУБ вытяжных установок работают в режиме с выпадением конденсата (см.п.8.I9), определяется температура промежуточного теплоносителя $t_{ж.н2}$ на входе в ТУБ с учетом нагрева теплоносителя в сети циркуляционного контура (от ТУБ приточных установок до ТУБ вытяжных установок). Допускается $t_{ж.н2}$ принимать равной $t^{ср}_{ж.к1}$ по п.8.24.

8.29. При $t_{ж.н2} \le 0^0$С и $\varphi^{ср}_{в.н2} > (\varphi_{ух} + 5)$ находится критическая температура наружного воздуха $t^{кр(ср)}_{в.н1}$, ниже которой начинается обмерзание теплообменной поверхности ТУБ вытяжных установок, по п.9.3.I7 при известных значениях $i'^{ср}_{в.н2}$ и $t^{ср}_{в.н2}$ по п.8.5, $\Theta^{ср(ут)}_{об1}$ по п.8.20, $Q^{ср}_1$ по п.8.22, $W_н$ по п.8.I5.

Средние значения коэффициентов наружного $\alpha^{ср}_{в2}$ и внутреннего $\alpha^{ср}_{ж2}$ теплообмена принимаются по графикам рис.34-36 приложения 3, соответствующим принятому типу теплоутилизаторов при значениях $\omega^{ср}_2$ и $(\psi\rho)^{ср}_{ф2}$ по п.п.8.9 и 8.II.

Если $t^{кр}_{в.н1}$ больше или равна расчетной температуре наружного воздуха $t^{р}_{в.н1}$ в холодный период года, то предусматривается защита от обмерзания ТУБ вытяжных установок в соответствии с рекомендациями разделов I и 3.

8.30. Определяется годовое потребление утилизированной теплоты $Q^{ут}_{год}$ и от первичного источника тепла $Q^{т}_{год}$ по разделу I2.

9. ГРАФО-АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА СУПТ БЕЗ ПОДОГРЕВА ПРОМЕЖУТОЧНОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

9.I. Для СУПТ с одиночными установками или с группами приточных и вытяжных установок с близкими начальными параметрами воздуха в группе установок (разница по температуре до I0°С или относительной влажности до I0%), комплектуемых ТУБ с одинаковыми техническими характеристиками*, расчет выполняется по разделу 9.3.

9.2. Для СУПТ с группами приточных и вытяжных установок с разными начальными параметрами в группе установок (разница по температуре I0°С и более или по относительной влажности на I0% и более), комплектуемых ТУБ с разными техническими характеристиками, расчет выполняется:

при параллельной схеме присоединения ТУБ к циркуляционному контуру по рис. 8 приложения I - по разделу 9.4;

при последовательно-параллельной схеме присоединения ТУБ к циркуляционному контуру по рис. 9 или I0 приложения I - по разделу 9.5.

9.3. Расчет СУПТ без подогрева с одиночными установками или группами приточных и вытяжных установок с близкими начальными параметрами воздуха и одинаковыми техническими характеристиками ТУБ.

9.3.I. Расчет проводится по п.п. 8.I-8.I2, 8.I5.

---

* Здесь и далее "техническая характеристика ТУБ" включает расход воздуха, тип теплоутилизатора, число рядов трубок, схему обвязки ТУБ.

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взамен инв.№

9.3.2. Определяется относительный расход воздуха по формуле

$$\bar{L}_в^{(i)} = \frac{L_в^{(i)}}{L_{ном}^{(i)}}, \qquad (9.I)$$

где $L_в^{(i)}$ – объемный расход, м³/ч, вытяжной или приточной установки;

$L_{ном}^{(i)}$ – объемный номинальный расход, м³/ч, вытяжной или приточной установки.

9.3.3. Определяются параметры $(F_{01}')^{(i)}$ и $(F_{02}')^{(i)}$ по табл.II приложения 2 для установок, характеризуемых относительными расходами $\bar{L}_{в1}^{(i)}$ и $\bar{L}_{в2}^{(i)}$ и техническими характеристиками, соответствующими принятым ТУБ.

9.3.4. Определяются средние параметры $(F_{01}')^{ср}$ и $(F_{02}')^{ср}$ для условной приточной и условной вытяжной установок по формулам:

$$(F_{01}')^{ср} = \frac{\Sigma (F_{01}'^{(i)} \cdot L_{в1}^{(i)})}{\Sigma L_{в1}}, \qquad (9.2)$$

$$(F_{02}')^{ср} = \frac{\Sigma (F_{02}'^{(i)} \cdot L_{в2}^{(i)})}{\Sigma L_{в2}}. \qquad (9.3)$$

9.3.5. Определяются средние относительные перепады температур для условной приточной $\Theta_1^{ср}$ и условной вытяжной $\Theta_2^{ср}$ установок по табл. I2, I3 приложения 2 по известным $(F_{01}')^{ср}$, $(F_{02}')^{ср}$ и значениям W, соответствующим $\Sigma G_{в1}$ и $\Sigma G_{в2}$ по п.п.8.7 и 8.I5.

При теплоносителе воде на значения $\Theta_1^{ср}$ и $\Theta_2^{ср}$ вводится поправка ξ_θ по табл.I4 приложения 2 *при* $t_в^{ср}$:

$\xi_{\theta 1}$ по известным $\omega_1^{ср}$ и $(vp)_{фр1}^{ср}$;

$\xi_{\theta 2}$ по известным $\omega_2^{ср}$ и $(vp)_{фр2}^{ср}$.

49

21855-01

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

9.3.6. Определяется средний общий относительный перепад температур $\theta^{ср}_{об1}$ для системы по формуле

$$\theta^{ср}_{об1} = \frac{1}{1/\theta^{ср}_{1} + \Sigma G_{в1}/\theta^{ср}_{2} \cdot \Sigma G_{в2} - W_1}, \quad (9.4)$$

где $W_1 = W_б = 1$, если $\Sigma G_{в1} \geq \Sigma G_{в2}$ или $W_1 = W_м$ по п.8.15, если $\Sigma G_{в1} < \Sigma G_{в2}$.

9.3.7. Находятся средние коэффициенты теплопередачи $K^{ср}_{2}$, наружного $\alpha^{ср}_{в2}$ и внутреннего $\alpha^{ср}_{ж2}$ теплообмена для условной вытяжной установки по графикам рис.34-44 приложения 3 по известным $\omega^{ср}_{2}$ и $(vp)^{ср}_{пр2}$.

При теплоносителе воде на коэффициент теплопередачи $K^{ср}_{2}$ вводится поправка $\xi_к$, учитывающая теплофизические свойства воды. Значение $\xi_к$ определяется по табл.14 приложения 2 по известным $\omega^{ср}_{2}$ и $(vp)^{ср}_{пр2}$, $t^{ср}_{в}$.

9.3.8. Определяется относительный перепад температур $\theta^{ср}_{рс}$, соответствующий температуре точки росы удаляемого воздуха, по формуле

$$\theta^{ср}_{рс} = \theta^{ср}_{об1} + \frac{K^{ср}_{2}}{\alpha^{ср}_{в2}} \left(\frac{\theta^{ср}_{об1}}{\theta^{ср}_{2}} - \theta^{ср}_{об1} \right). \quad (9.5)$$

9.3.9. Определяется температура точки росы $t^{ср}_{рс2}$, выше которой ТУБ вытяжных установок работают в режиме сухого теплообмена, по формуле

$$t^{ср}_{рс2} = t^{ср}_{вн1} + \theta^{ср}_{рс} (t^{ср}_{вн2} - t^{ср}_{вн1}). \quad (9.6)$$

Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. №

По $i-d$ диаграмме (на пересечении линии влагосодержания точки с координатами $t_{рс}$ и $\varphi = 100\%$ с линией температуры $t^{ср}_{д.м2}$) находится относительная влажность удаляемого воздуха φ сух, при которой не происходит конденсация на поверхности ТУБ вытяжных установок.

9.3.10. По условиям п.8.19 определяется режим работы ТУБ вытяжных установок и находится поправочный коэффициент $\xi^{ср}_{\varphi}$.

9.3.11. Уточняется величина среднего общего относительного перепада температур $\theta^{ср(р)}_{052}$ по формуле

$$\theta^{ср(р)}_{051} = \theta^{ср}_{051} \cdot \xi^{ср}_{\varphi}. \qquad (9.7)$$

9.3.12. Определяются $t^{ут(ск)}_{дк1}$, $t^{ср}_{жк2}$, $t^{ср}_{жк1}$ соответственно по п.п.8.21, 8.23, 8.24.

9.3.13. Уточняется вид теплоносителя по $t^{ср}_{жк2}$. При $t^{ср}_{жк1} > 7^{\circ}C$ в качестве промежуточного теплоносителя используется вода; при $t^{ср}_{жк1} \leq 7^{\circ}C$ применяется незамерзающий теплоноситель.

Если предварительный выбор теплоносителя оказался неверным, расчет повторяется по п.п.8.7 - 8.10, 8.15, 9.3.5 - 9.3.13.

9.3.14. Определяется часовой расход утилизированной теплоты $Q^{ут(ср)}_{т}$ в расчетном режиме по п.8.25.

9.3.15. Определяется часовой расход теплоты от первичного источника тепла $Q^{т(ср)}_{т}$ на дополнительный нагрев приточного воздуха по п.8.26.

9.3.16. При необходимости определяются $t^{ср}_{дк2}$, $d^{ср}_{дк2}$ по п.8.27.

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взамен инв.№

9.3.17. Для СУПТ, в которых ТУБ вытяжных установок работают в режиме с выпадением конденсата, определяется температура теплоносителя на входе в ТУБ вытяжных установок $t_{ж.н2}$ с учетом нагрева теплоносителя в сети после ТУБ приточных установок. Допускается принимать $t^{ср}_{ж.н2} = t^{ср}_{ж.к2}$.

При $t^{ср}_{ж.н2} < 0°C$ находится критическая температура наружного воздуха $t^{кр(ср)}_{а.н1}$, ниже которой начинается обмерзание теплообменной поверхности ТУБ вытяжных установок, по формуле

$$t^{кр(ср)}_{а.н1} = \frac{-A(i^{ср}_{а.н2} - D) + t^{ср}_{а.н2}(A \cdot B - C)}{1 + A \cdot B - C}, \qquad (9.8)$$

где D – коэффициент, равный 9,63 кДж/кг в СИ или 2,3ккал/кг в системе МКГСС;

A, B и C – коэффициенты, рассчитываемые по формулам:

$$A = \frac{\psi \cdot \alpha^{ср}_{в2}}{\alpha^{ср}_{ж2} \cdot c_в}; \qquad (9.9)$$

$$B = \frac{\theta^{ср(ф)}_{об1} \cdot \Sigma G_{в1} \cdot c_в}{\Sigma G_{в2}}; \qquad (9.10)$$

$$C = \frac{\theta^{ср(ф)}_{об1}}{\theta^{ср}_{1}} - W_1 \cdot \theta^{ср(ф)}_{об1}, \qquad (9.11)$$

где ψ – коэффициент оребрения теплоутилизаторов вытяжных установок, определяемый по табл.4.5 альбома 4. Если в ТУБ используются разные типы теплоутилизаторов, то ψ принимается по преимущественной

поверхности нагрева.

Если $t^{кр(ср)}_{в.н1}$ больше или равна расчетной температуре наружного воздуха $t^{р}_{в.н1}$ в холодный период года, то на теплообменной поверхности ТУБ вытяжных установок при $t^{ср}_{в.н1} < t^{кр}_{в.н1}$ будет обмерзать конденсат. В этом случае необходимо предусматривать защиту от обмерзания ТУБ в соответствии с рекомендациями разделов I и 3.

9.3.I8. При защите ТУБ за счет перепуска теплоносителя определяется температура теплоносителя $t^{кр}_{ж.к1}$ на выходе из ТУБ приточной установки по формуле

$$t^{кр(ср)}_{ж.к1} = -\frac{\psi \cdot \alpha^{ср}_{в2}}{\alpha^{ср}_{ж2} \cdot c_в}\left[i^{ср}_{вн2} - \frac{\Sigma G_{в1} \cdot c_в (t^{ср}_{вн2} - t^{кр(ср)}_{вн1})\theta^{ср(ср)}_{об1}}{\Sigma G_{в2}} - D\right] . \quad (9.I2)$$

Значение $t^{кр}_{ж.н2}$ задается для настройки датчика температуры на трубопроводе теплоносителя.

9.3.I9. Определяется годовое потребление утилизированной теплоты $Q^{ут}_{год}$ и от первичного источника тепла $Q^{т}_{год}$ по разделу I2.

9.4. Расчет СУПТ без подогрева с группами приточных и вытяжных установок с разными начальными параметрами воздуха и техническими характеристиками ТУБ при параллельной схеме присоединения

9.4.I. Расчет проводится по п.п.9.3.I - 9.3.II.

Дополнительно в п.8.I5 определяется отношение водяных эквивалентов для ТУБ каждой установки в потоке с меньшим расходом воздуха $W^{(i)}_{н}$, принимая его равным $W_{н}$.

53

21855-01

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

Дополнительно в п.9.3.5 определяется относительный перепад температур $\Theta_1^{(i)}$ по табл.I2, I3 приложения 2 по известным $(F_{01}')^{(i)}$ и $W_1^{(i)}$.

Если $\Sigma G_{в2} > \Sigma G_{в1}$ $\quad W_1^{(i)} = W_м^{(i)}$.

Если $\Sigma G_{в1} > \Sigma G_{в2}$ $\quad W_1^{(i)} = 1$.

При теплоносителе воде на значение $\Theta_1^{(i)}$ вводится поправка $\xi_\theta^{(i)}$, принимаемая по табл.I4 приложения 2 по известным $\omega_1^{(i)}$ и $(\nu\rho)_{фр1}^{(i)}$.

9.4.2. Определяются $t_{в.к1}^{ут(ср)}$ и $t_{ж.к2}^{ср}$ по п.п.8.2I, 8.23.

9.4.3. Определяется конечная температура воздуха $t_{в.к1}^{(i)}$ после ТУБ каждой приточной установки по формуле

$$t_{в.к1}^{ут(i)} = t_{в.н1}^{(i)} + \Theta_1^{(i)}\left(t_{ж.н1}^{(i)} - t_{в.н1}^{(i)}\right), \qquad (9.I3)$$

где $t_{ж.н1}^{(i)} = t_{ж.н1}^{ср} = t_{ж.к2}^{ср}$.

9.4.4. Определяется конечная температура теплоносителя $t_{ж.к1}^{(i)}$ после ТУБ каждой приточной установки по формуле

$$t_{ж.к1}^{(i)} = t_{ж.н1}^{(i)} - W_1^{(i)}\left(t_{в.к1}^{ут(i)} - t_{в.н1}^{(i)}\right). \qquad (9.I4)$$

54

21855-01

904-02.26-86 Альбом I

9.4.5. Уточняется вид теплоносителя по минимальной $t_{ж к1}^{(i)} = t_{ж к1}^{мин}$.

При $t_{ж к1}^{мин} > 7^{o}C$ в качестве промежуточного теплоносителя используется вода; при $t_{ж к1}^{мин} \leq 7^{o}C$ применяется незамерзающий теплоноситель.

Если предварительный выбор теплоносителя оказался неверным, расчет повторяется по п.п.8.7 - 8.I0, 8.I5, 9.3.5 - 9.3.II, 9.4.1 - 9.4.5.

9.4.6. Определяется часовой расход утилизированной теплоты $Q_ч^{ут(i)}$ в каждой приточной установке в расчетном режиме по формуле

$$Q_ч^{ут(i)} = G_{в1}^{(i)} \cdot c_в \cdot (t_{вк1}^{ут(i)} - t_{вн}^{(i)}). \qquad (9.I5)$$

9.4.7. Определяется часовой расход теплоты от первичного источника тепла $Q_ч^{т(i)}$ на дополнительный нагрев воздуха в каждой приточной установке по формуле

$$Q_ч^{т(i)} = G_{в1}^{(i)} \cdot c_в (t_{вк1}^{(i)} - t_{вк1}^{ут(i)}). \qquad (9.I6)$$

9.4.8. Далее расчет проводится по п.п.9.3.I6 - 9.3.I9.

В п.9.3.I7 определяется средняя температура после ТУБ приточных установок $t_{ж к1}^{ср}$ по формуле

$$t_{ж к1}^{ср} = \frac{t_{ж к1}^{(1)} \cdot G_{ж1}^{(1)} + t_{ж к1}^{(2)} \cdot G_{ж1}^{(2)} + \ldots + t_{ж к1}^{(m)} \cdot G_{ж1}^{(m)}}{G_ж}, \qquad (9.I7)$$

Принимается $t_{ж н г}^{ср} = t_{ж к1}^{ср}$.

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

9.4.9. При $t_{в.н1}^{кр(ц)} > t_{в.н1}^{мин} <$ – I5°С режим работы уточняется для ТУБ каждой вытяжной установки с $\varphi_{в.м2}^{(i)} \geqslant 40\%$:

а) определяются $K_2^{(i)}$, $\alpha_{в2}^{(i)}$, $\alpha_{ж2}^{(i)}$, $\Theta_{рс}^{(i)}$, $t_{рс2}^{(i)}$ и режим работы ТУБ по п.п.9.3.7 – 9.3.I0. В формуле (9.5) вместо $K_2^{ср}$, $\alpha_{в2}^{ср}$, $\Theta_2^{ср}$ подставляются соответственно значения $K_2^{(i)}$, $\alpha_{в2}^{(i)}$, $\Theta_2^{(i)}$. $\Theta_2^{(i)}$ находится по табл.I2, I3 приложения 2 по известным $(F_{о2}')^{(i)}$ и $W_2^{(i)}$.

При теплоносителе воде на значение $\Theta_2^{(i)}$ вводится поправка $\xi_{о2}^{(i)}$, принимаемая по табл.I4 приложения 2 по известным $\omega_2^{(i)}$ и $(\nu\rho)_{рр2}^{(i)}$.

В формуле (9.6) вместо $t_{в.н1}^{ср}$, $\Theta_{рс}^{ср}$, $t_{в.м2}^{ср}$ подставляются значения $t_{в.н1}^{(i)}$, $\Theta_{рс}^{(i)}$, $t_{в.м2}^{(i)}$;

б) при $t_{ж.м2}^{(i)} < 0$°С определяются $t_{в.н1}^{кр(i)}$ и $t_{ж.м2}^{кр(i)}$ по п.п.9.3.I7, 9.3.I8.

В формулах (9.8), (9.9), (9.I0), (9.II), (9.I2) вместо $i_{в.м2}^{ср}$, $t_{в.м2}^{ср}$, $\alpha_{в2}^{ср}$, $\alpha_{ж2}^{ср}$, $\Sigma G_{в1}$, $\Sigma G_{в2}$, $\Theta_1^{ср}$, $t_{в.м2}^{ср}$, $t_{в.н1}^{кр(ср)}$ подставляются соответственно значения

$i_{в.м2}^{(i)}$, $t_{в.м2}^{(i)}$, $\alpha_{в2}^{(i)}$, $\alpha_{ж2}^{(i)}$, $G_{в1}^{(i)}$, $G_{в2}^{(i)}$, $\Theta_1^{(i)}$, $t_{в.м2}^{(i)}$, $t_{в.н1}^{кр(i)}$.

9.5. Расчет СУПТ без подогрева с группами приточных и вытяжных установок с разными начальными параметрами воздуха и техническими характеристиками ТУБ при последовательно-параллельной схеме присоединения

9.5.I. Расчет проводится по п.п.8.I – 8.7, 8.II, 8.I2.

56

21855-01

9.5.2. Определяется расход промежуточного теплоносителя $G_{ж}^{(i)}$ для каждого ТУБ:

а) при $\Sigma G_{в1} > \Sigma G_{в2}$ – расход теплоносителя ТУБ приточных установок $G_{ж1}^{(i)}$ по формуле (8,9); расход теплоносителя ТУБ каждой вытяжной установки $G_{ж2}^{(i)}$ – равным $G_{ж1}^{(i)}$ приточной установки, соединенной последовательно с данной вытяжной установкой;

б) при $\Sigma G_{в2} > \Sigma G_{в1}$ – расход теплоносителя ТУБ вытяжных установок $G_{ж2}^{(i)}$ по формуле (8.8); расход теплоносителя ТУБ, каждой приточной установки $G_{ж1}^{(i)}$, равным $G_{ж2}^{(i)}$ вытяжной установки, соединенной последовательно с данной приточной установкой.

9.5.3. Определяются $\omega_1^{(i)}$, $\omega_2^{(i)}$, $\omega_2^{ф}$, $\Delta P_{ж1}^{(i)}$, $\Delta P_{ж2}^{(i)}$ соответственно по п.п.8.9, 8.10. Дополнительно в п.8.9 находится $\omega_1^{ф}$.

9.5.4. Определяется отношение водяных эквивалентов в потоке с меньшим суммарным расходом воздуха: для всех установок $W_н$ по п.8.15, для каждой установки $W_н^{(i)}$ по формуле

$$W_в^{(i)} = \frac{G_в^{(i)} \cdot C_в}{G_ж^{(i)} \cdot C_ж} \quad . \qquad (9.18)$$

Для ТУБ каждой установки в потоке с большим суммарным расходом воздуха $W_б^{(i)} = 1$.

9.5.5. Далее расчет проводится по п.п.9.3.2 – 9.3.5.

Дополнительно в п.9.3.5 для ТУБ каждой установки определяется относительный перепад температур $\Theta_2^{(i)}$ и $\Theta_1^{(i)}$ по табл.12, 13 приложения 2 соответственно по известным $(F_{02}')^{(i)}$ и $W_2^{(i)}$, $(F_{01}')^{(i)}$ и $W_1^{(i)}$.

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

Если $\Sigma G_{в2} > \Sigma G_{в1}$ $W_2^{(i)} = 1$, $W_1^{(i)} = W_н^{(i)}$.

Если $\Sigma G_{в1} > \Sigma G_{в2}$ $W_1^{(i)} = 1$, $W_2^{(i)} = W_н^{(i)}$.

При теплоносителе воде на значения $\Theta_2^{(i)}$ и $\Theta_1^{(i)}$ вводятся поправки $\xi_{в2}^{(i)}$ и $\xi_{в1}^{(i)}$. Значения $\xi_{в2}^{(i)}$ и $\xi_{в1}^{(i)}$ находятся по табл.I4 приложения 2 по известным $\omega_2^{(i)}$, $(vp)_{пр2}^{(i)}$ и $\omega_1^{(i)}$, $(vp)_{пр1}^{(i)}$.

9.5.6. Определяется общий относительный перепад температур $\Theta_{об1}^{(i)}$ для каждой пары приточной и вытяжной установок, соединенных по промежуточному теплоносителю последовательно, по формуле.

$$\Theta_{об1}^{(i)} = \frac{1}{1/\Theta_1^{(i)} + G_1^{(i)}/\Theta_2^{(i)} \cdot G_{в2}^{(i)} - W_1^{(i)}} . \qquad (9.19)$$

9.5.7. Определяется средний общий относительный перепад температур $\Theta_{об1}^{ср}$ системы по формуле (9.4),

где $W_1 = W_б = 1$, если $\Sigma G_{в1} > \Sigma G_{в2}$,

или $W_1 = W_н$, если $\Sigma G_{в1} < \Sigma G_{в2}$.

9.5.8. Определяются $K_2^{(i)}$, $\alpha_{в2}^{(i)}$, $\alpha_{ж2}^{(i)}$, $\Theta_{рс}^{(i)}$, $t_{рс2}^{(i)}$ по п.п.9.3.7 - 9.3.9.

В формуле (9.5) вместо $\Theta_{об1}^{ср}$, $K_2^{ср}$, $\alpha_{в2}^{ср}$, $\Theta_2^{ср}$ подставляются соответственно значения $\Theta_{об1}^{(i)}$, $K_2^{(i)}$, $\alpha_{в2}^{(i)}$, $\Theta_2^{(i)}$.

В формуле (9.6) вместо $t_{в.н1}^{ср}$, $\Theta_{рс}^{ср}$, $t_{в.н2}^{ср}$ подставляются соответственно значения $t_{в.н1}^{(i)}$, $\Theta_{рс}^{(i)}$, $t_{в.н2}^{(i)}$.

5В

21855-01

9.5.9. По условию п.8.I9 определяется режим работы ТУБ вытяжных установок и находится поправочный коэффициент $\xi_{ч}^{(i)}$.

9.5.I0. Определяется средний поправочный коэффициент для системы по формуле

$$\xi_{ч}^{ср} = \frac{\xi_{ч}^{(1)} \cdot G_{B2}^{(1)} + \xi_{ч}^{(2)} \cdot G_{B2}^{(2)} + \ldots + \xi_{ч}^{(n)} \cdot G_{B2}^{(n)}}{\Sigma G_{B2}} \quad (9.20)$$

9.5.II. Уточняется величина общего относительного перепада температур для системы $\Theta_{OБ2}^{(ц)ср}$ по формуле

$$\Theta_{OБ1}^{(ц)ср} = \Theta_{OБ1}^{ср} \cdot \xi_{ч}^{ср} \quad (9.2I)$$

9.5.I2. Определяются $t_{B.K1}^{ут(ц)}$, $t_{ж.K2}^{ср}$, $t_{ж.K1}^{ср}$ *) по п.п. 8.2I, 8.23, 8.24.

9.5.I3. При схеме присоединения ТУБ к циркуляционному контуру по рис.9 приложения I определяются:

а) $t_{B.K1}^{ут(i)}$ по п.9.4.3;

б) $t_{ж.K1}^{(i)}$ по п.9.4.4.

9.5.I4. При схеме присоединения ТУБ к циркуляционному контуру по рис.I0 приложения I определяются:

а) $t_{ж.K2}^{(i)}$ по формуле

$$t_{ж.K2}^{(i)} = t_{ж.K2}^{(i)} + \Theta_2^{(i)} \xi_{ч}^{(i)} \left(t_{B.K2}^{(i)} - t_{ж.K2}^{(i)}\right), \quad (9.22)$$

*) Для СУПТ по схеме рис.9 $t_{ж.K1}^{ср}$ определяется, если ТУБ вытяжных установок работают в режиме с выпадением конденсата и необходимо рассчитать $t_{B.H1}^{кр}$.

где $t^{(i)}_{ж.нг} = t^{ср}_{ж.нг} = t^{ср}_{ж.кг}$, если не учитывается нагрев теплоносителя в сети циркуляционного контура;

б) $t^{ут(i)}_{в.кг}$ по формуле (9.I3), где $t^{(i)}_{ж.н} = t^{(i)}_{ж.кг}$;

в) $t^{(i)}_{ж.кг}$ по п.9.4.4.

9.5.I5. Уточняется вид теплоносителя по $t^{(i)}_{ж.кг} = t^{мин}_{ж.кг}$.

При $t^{мин}_{ж.кг} > 7\,^{\circ}C$ в качестве промежуточного теплоносителя используется вода, при $t^{мин}_{ж.кг} \leq 7\,^{\circ}C$ применяется незамерзающий теплоноситель.

Если предварительный выбор теплоносителя оказался неверным, расчет повторяется по п.п.9.5.2-9.5.5, 9.5.6 - 9.5.I5.

9.5.I6. Определяются $Q^{ут(i)}_{ч}$, $Q^{т(i)}_{ч}$, $t^{(i)}_{в.кг}$ соответственно по п.п.9.4.6, 9.4.7, 8.27.

В п.8.27 вместо $t^{ср}_{в.кг}$ подотавляется значение $t^{(i)}_{в.кг}$.

9.5.I7. Далее расчет проводится по п.п.9.3.I7 - 9.3,I9, 9.4.9.

I0. ГРАФО-АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА СУПТ С ПОДОГРЕВОМ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

I0.I. Для СУПТ с одиночными установками или с группами приточных и вытяжных установок с близкими начальными параметрами воздуха для группы установок (разница по температуре до I0°С и по относительной влажности до I0%), комплектуемых ТУБ с одинаковыми техническими характеристиками, расчет выполняется по разделу I0.3.

I0.2. Для СУПТ с группами приточных и вытяжных установок с разными начальными параметрами в группе установок (разница по температуре I0°С и более или по относительной влажности I0% и более), комплектуемых ТУБ с разными техническими характеристиками, расчет выполняется:

при параллельной схеме присоединения ТУБ к *циркуляционному* контуру по рис.8 приложения I – по разделу I0.4;

при последовательно-параллельной схеме присоединения по рис.9 приложения I – по разделу I0.5.

I0.3. Расчет СУПТ с подогревом с одиночными установками или группами приточных и вытяжных установок с близкими начальными параметрами воздуха и одинаковыми техническими характеристиками ТУБ.

I0.3.I. Расчет проводится по п.п.9.3.I – 9.3.5. Дополнительно в п.8.5 определяется среднее значение конечной температуры приточного воздуха $t^{ср}_{в.к1}$ по формуле

$$t^{ср}_{в.к1} = \frac{t^{(1)}_{в.к1} \cdot G^{(1)}_{в1} + t^{(2)}_{в.к1} \cdot G^{(2)}_{в1} + \ldots + t^{(m)}_{в.к1} \cdot G^{(m)}_{в1}}{\Sigma G_1} . \quad (I0.I)$$

I0.3.2. Определяется средняя температура промежуточного теплоносителя $t^{ср}_{ж.н1}$ на входе в ТУБ приточных установок по формуле

$$t^{ср}_{ж.н1} = t^{ср}_{в.н1} + \frac{t^{ср}_{в.к1} - t^{ср}_{в.н1}}{\theta^{ср}_1} . \quad (I0.2)$$

I0.3.3. Определяется средняя температура промежуточного теплоносителя $t^{ср}_{ж.к1}$ после ТУБ приточных установок по формуле

$$t^{ср}_{ж.к1} = t^{ср}_{ж.н1} - W_1 \cdot (t^{ср}_{в.к1} - t^{ср}_{в.н1}) . \quad (I0.3)$$

61

21855-01

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

I0.3.4. Уточняется вид теплоносителя по $t^{ср}_{ж.н1}$.
При $t^{ср}_{ж.н1} > 7^{o}C$ в качестве промежуточного теплоносителя используется вода; при $t^{ср}_{ж.н1} \leq 7^{o}C$ применяется незамерзающий теплоноситель.

Если предварительный выбор теплоносителя оказался неверным, расчет повторяется по п.п. 8.7-8.I0, 8.I5, 9.3.5, I0.3.2 - I0.3.4.

I0.3.5. При $t^{ср}_{ж.н1} \geq t^{ср}_{в.н2}$ теплота удаляемого воздуха не используется, так как ТУБ вытяжных установок работают в режиме нагрева удаляемого воздуха и охлаждения промежуточного теплоносителя. Режим утилизации теплоты уадляемого воздуха может установиться при достаточно высокой температуре наружного воздуха, что существенно снизит температурную эффективность СУПТ.

В этом случае более целесообразно применять СУПТ без подогрева промежуточного теплоносителя.

I0.3.6. Определяются $K^{ср}_{2}$, $\alpha^{ср}_{в2}$, $\alpha^{ср}_{ж2}$ по п.9.3.7.

I0.3.7. Определяется относительный перепад температур $\theta^{ср}_{рс}$, соответствующий температуре точки росы удаляемого воздуха, по формуле

$$\theta^{ср}_{рс} = \frac{K^{ср}_{2}}{\alpha^{ср}_{в2}}(1-\theta^{ср}_{2}) + \theta^{ср}_{2} \quad . \qquad (I0.5)$$

I0.3.8. Определяется температура точки росы $t_{рс2}^{ср}$, ниже которой ТУБ вытяжных установок работают в режиме с выпадением конденсата, по формуле

$$t_{рс2}^{ср} = t_{в.н2}^{ср} - \Theta_{рс}^{ср}\left(t_{в.н2}^{ср} - t_{ж.н2}^{ср}\right), \qquad (I0.6)$$

где $t_{в.н2}^{ср}$ принимается по п.8.5;

$t_{ж.н2}^{ср}$ принимается равной $t_{ж.к1}^{ср}$ $(t_{ж.н2}^{ср} = t_{ж.к1}^{ср})$ или определяется с учетом нагрева теплоносителя в сети после ТУБ приточных установок.

По i-d диаграмме на пересечении линии влагосодержания d точки с координатами $t_{рс2}$ и φ = I00% с линией температуры $t_{в.н2}^{ср}$ находится относительная влажность удаляемого воздуха $\varphi_{уд}$, при которой не происходит конденсации на поверхности ТУБ вытяжных установок.

I0.3.9. По условиям п.8.I9 определяется режим работы ТУБ вытяжных установок и находится поправочный коэффициент $\xi_{\varphi}^{ср}$, учитывающий выпадение конденсата.

I0.3.I0. Уточняется средний относительный перепад температур потока удаляемого воздуха $\Theta_2^{ср(\varphi)}$ по формуле

$$\Theta_2^{ср(\varphi)} = \Theta_2^{ср} \cdot \xi_{\varphi}^{ср}. \qquad (I0.7)$$

I0.3.II. Определяется средняя конечная температура удаляемого воздуха $t_{в.к2}^{ср}$ по формуле

$$t_{в.к2}^{ср} = t_{в.н2}^{ср} - \Theta_2^{ср(\varphi)}\left(t_{в.н2}^{ср} - t_{ж.н2}^{ср}\right), \qquad (I0.8)$$

где $t_{ж.н2}^{ср} = t_{ж.к1}^{ср}$, если не учитывается нагрев теплоносителя в сети.

63

21855-01

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

I0.3.I2. Определяется конечная температура промежуточного теплоносителя $t^{ср}_{ж.вг}$ после ТУБ вытяжных установок по формуле

$$t^{ср}_{ж.вг} = t^{ср}_{ж.нг} + W_2 (t^{ср}_{в.нг} - t^{ср}_{в.вг}), \qquad (I0.9)$$

где $t^{ср}_{ж.нг} = t^{ср}_{ж.гг}$.

При $t^{ср}_{ж.вг} < t^{ср}_{ж.нг}$ требуется дополнительный нагрев промежуточного теплоносителя в водоподогревателе. Теплоноситель нагревается за счет теплоты от первичного источника теплоты от $t^{ср}_{ж.гг}$ до $t^{ср}_{ж.нг}$.

I0.3.I3. Определяется часовой расход утилизированной теплоты $Q^{ут}_{ч}$ в расчетном режиме по формуле

$$Q^{ут}_{ч} = G_{ж} \cdot c_{ж} (t^{ср}_{ж.гг} - t^{ср}_{ж.нг}) . \qquad (I0.I0)$$

I0.3.I4. Определяется часовой расход теплоты от первичного источника тепла в водоподогревателе $Q^{вод}_{ч}$ в расчетном режиме по формуле

$$Q^{вод}_{ч} = G_{ж} \cdot c_{ж} (t^{вод}_{ж.к} - t^{вод}_{ж.н}) \cdot \mathcal{Д} , \qquad (I0.II)$$

где $t^{вод}_{ж.к} = t^{ср}_{ж.нг}$; $t^{вод}_{ж.н} = t^{ср}_{ж.вг}$,

$\mathcal{Д}$ – коэффициент равный I в системе МКГСС или I/3600 в СИ.

I0.3.I5. Далее расчет проводится по п.п.9.3.I6 – 9.3.I9.

64

21855-01

10.4. Расчет СУПТ с подогревом с группами приточных и вытяжных установок с разными начальными параметрами воздуха и техническими характеристиками ТУБ при параллельной схеме присоединения.

10.4.1. Расчет проводится по п.п.8.1-8.6, 8.11, 8.12, 9.3.2 - 9.3.4. В п.9.3.4 определяется $(F_{02}')^{ср}$.

Дополнительно определяется в п.8.5 $t_{в.к1}^{ср}$ по формуле (10.1), в п.8.11 - $(vp)_{др1}^{ср}$ по формуле (8.13).

10.4.2. Вычисляются перепады температур по воздуху $\Delta t_{в1}^{(i)}$ для каждой приточной установки по формуле

$$\Delta t_{в1}^{(i)} = t_{в.к1}^{(i)} - t_{в.н1}^{(i)} . \qquad (10.12)$$

10.4.3. Для двух приточных установок (одна с большим перепадом температур $\Delta t_{в1}^{макс}$, другая - с большей начальной температурой приточного воздуха $t_{в.н1}^{макс}$) определяется:

а) расход промежуточного теплоносителя $G_{ж1}^{(i)}$ по формуле

$$G_{ж1}^{(i)} = \frac{G_{в1}^{(i)} \cdot c_в}{c_ж \cdot W_1^{(i)}} , \qquad (10.13)$$

где $W_1^{(i)} = 1$;

б) скорость движения теплоносителя в трубках ТУБ $\omega_1^{(i)}$ по формуле (8.10);

в) относительный перепад температур $\Theta_1^{(i)}$ по табл.12,13 приложения 2 при известных $(F_{01}')^{(i)}$ и $W_1 = 1$. При теплоносителе воде на $F_{01}'^{(i)}$ вводится поправка $\xi_{к1}$, принимаемая по табл.14 приложения 2 при известных $\omega_1^{(i)}$ и $(vp)_{др1}^{(i)}$, $t_в^{ср}$;

г) требуемая температура промежуточного теплоносителя $t_{ж.н1}^{(i)тр}$ на входе в ТУБ приточных установок по формуле

$$t_{ж.н1}^{(i)тр} = t_{в.н1}^{(i)} + \frac{t_{вх1}^{(i)} - t_{в.н1}^{(i)}}{\Theta_1^{(i)}} . \qquad (I0.I4)$$

I0.4.4. Определяется температура теплоносителя $t_{ж.н1}$ на входе в теплоутилизаторы ТУБ всех приточных установок; $t_{ж.н1}$ принимается равной большему из двух значений $t_{ж.н1}^{(i)тр} = t_{ж.н1}^{макс}$ по п.I0.4.3 г.

I0.4.5. Для ТУБ всех приточных установок (кроме ТУБ с $t_{ж.н1}^{макс}$) определяется:

а) требуемый относительный перепад температур $\Theta_1^{(i)тр}$ по формуле (4.4), где $t_{ж.н1} = t_{ж.н1}^{макс}$;

б) требуемое отношение водяных эквивалентов потоков $W_1^{(i)тр}$ по табл.I2, I3 приложения 2 при известных $(F_{o1}')^{(i)}$ и $\Theta_1^{(i)тр}$;

в) расход промежуточного теплоносителя $G_{ж1}^{(i)}$ через ТУБ по формуле (I0.I3) при известных $G_{в1}^{(i)}$ и $W_1^{(i)тр}$;

г) скорость движения теплоносителя в трубках ТУБ $\omega_1^{(i)}$ по формуле (8.I0);

д) при теплоносителе воде на $(F_{o1}')^{(i)}$ вводится поправка $\xi_{к1}$, принимаемая по табл.I4 приложения 2 при известных $\omega_1^{(i)}$ и $(v_{ср})_{вр1}^{(i)}$, и уточняются значения $W_1^{(i)тр}$, $G_{ж1}^{(i)}$, $\omega_1^{(i)}$ по п.п. б, в, г;

е) потери давления по теплоносителю $\Delta P_{ж1}^{(i)}$ при известных $\omega_1^{(i)}$ по разделу 5.

I0.4.6. Определяется температура промежуточного теплоносителя $t_{ж.к1}^{(i)}$ после каждого ТУБ по формуле

66

21855-01

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

$$t_{ж.к1}^{(i)} = t_{ж.н1}^{(i)} - W_1^{(i)тр} \cdot (t_{в.к1}^{(i)} - t_{в.н1}^{(i)}). \qquad (10.15)$$

10.4.7. Уточняется вид теплоносителя по меньшему значению

$$t_{ж.к1}^{(i)} = t_{ж.к1}^{мин} .$$

При $t_{ж.к1}^{мин} > 7^{\circ}C$ в качестве промежуточного теплоносителя используется вода; при $t_{ж.к1}^{мин} \leq 7^{\circ}C$ применяется незамерзающий теплоноситель.

Если предварительный выбор теплоносителя оказался неверным, расчет повторяется по п.п.10.4.3 – 10.4.7.

10.4.8. Определяется общий расход промежуточного теплоносителя в системе $G_{ж} = \Sigma G_{ж1}^{(i)}$.

10.4.9. Определяется средняя температура промежуточного теплоносителя $t_{ж.к1}^{ср}$ после ТУБ приточных установок по формуле

$$t_{ж.к1}^{ср} = \frac{t_{ж.к1}^{(i)} \cdot G_{ж1}^{(i)} + t_{ж.к1}^{(i)} \cdot G_{ж1}^{(i)} + \ldots + t_{ж.к1}^{(m)} \cdot G_{ж1}^{(m)}}{G_{ж}} . \qquad (10.16)$$

Если $t_{ж.к1}^{ср} \geq t_{в.м2}^{ср}$ см.п.10.3.5. Принимаем $t_{ж.м2}^{ср} = t_{ж.к1}^{ср}$.

10.4.10. Для ТУБ вытяжных установок определяется:

а) расход промежуточного теплоносителя $G_{ж2}^{(i)}$ по формуле (8.8) при известном $G_{ж}$;

б) скорость движения теплоносителя в трубках ТУБ $\omega_2^{(i)}$ средняя скорость движения теплоносителя $\omega_2^{ср}$ по формулам (8.10), (8.11);

в) внутри давления по теплоносителю $\Delta P_{ж2}^{(i)}$ при известных $\omega_2^{(i)}$ по разделу 5;

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

I0.4.II. Определяется среднее значение водяных эквивалентов W_2 в потоке удаляемого воздуха по формуле

$$W_2 = \frac{\Sigma G_{в2} \cdot C_в}{G_{ж} \cdot C_{ж}} \quad . \qquad (I0.I7)$$

I0.4.I2. Определяется средний относительный перепад $\Theta_2^{ср}$ температур для n вытяжных установок по табл.I2,I3 приложения 2 при известных W_2 и $(F'_{02})^{ср}$.

При теплоносителе вода на значение $\Theta_2^{ср}$ вводится поправка ξ_θ по табл.I4 приложения 2 по известным $\omega_2^{ср}$ и $(vp)^{ср}_{пр2}$, $t_в^{ср}$.

I0.4.I3. Далее расчет проводится по п.п.I0.3.6 – I0.3.I5. В п.I0.3.I4 $t^{вд}_{ж.к} = t_{ж.н1}$ по п.I0.4.4,

$t^{вд}_{ж.н} = t^{ср}_{ж.к2}$ по п.I0.3.I2.

I0.4.I4. При $t^{к.к(ф)}_{в.н1} > t^{min}_{в.н1} < -15°C$ режим работы и необходимость защиты уточняется для ТУБ каждой вытяжной установки с $\varphi^{(i)}_{в.н2} \geqslant 40\%$;

а) определяются $K_2^{(i)}$, $\alpha_{в2}^{(i)}$, $\alpha_{ж2}^{(i)}$, $\Theta_{рс}^{(i)}$, $t^{(i)}_{рс2}$ аналогично п.п.9.3.7, I0.3.7, I0.3.8; $W_2^{(i)}$ – по формуле (9.I8);

$\Theta_2^{(i)}$ – по табл.I2, I3 приложения 2 при известных $(F'_{02})^{(i)}$ и $W_2^{(i)}$. При теплоносителе вода на $\Theta_2^{(i)}$ вводится поправка $\xi_{в2}$, принимаемая по табл.I4 приложения 2 при известных $\omega_2^{(i)}$ и $(vp)^{(i)}_{пр2}$, $t_в^{ср}$.

В формуле (I0.5) вместо $K_2^{ср}$, $\alpha_{в2}^{ср}$, $\Theta_2^{ср}$ подставляются соответственно значения $K_2^{(i)}$, $\alpha_{в2}^{(i)}$, $\Theta_2^{(i)}$.

В формуле (I0.6) вместо $t^{ср}_{в.н2}$, $\Theta_{рс}^{ср}$ подставляются значения $t^{(i)}_{в.н2}$, $\Theta_{рс}^{(i)}$.

68

21855-01

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

б) определяется режим работы ТУБ по условиям п.8.I9;

в) при $t^{(i)}_{ж.н2} < 0^{\circ}C$ определяется $t^{кр(i)}_{в.н1}$ и $t^{кр(i)}_{ж.н2}$ аналогично п.п.9.3.I7, 9.3.I8.

В формулах (9.8), (9.9) (9.I0), (9.II), (9.I2) вместо $i^{ср}_{в.н2}$, $t^{ср}_{в.н2}$, $\alpha^{ср}_{в2}$, $\alpha^{ср}_{ж2}$, $\Sigma G_{в1}$, $\Sigma G_{в2}$, $\Theta^{ср}_{1}$, $t^{ср}_{в.н2}$, $t^{кр(ср)}_{в.н1}$ подставляются значения $i^{(i)}_{в.н2}$, $t^{(i)}_{в.н2}$, $\alpha^{(i)}_{в2}$, $\alpha^{(i)}_{ж2}$, $G^{(i)}_{в1}$, $G^{(i)}_{в2}$, $\Theta^{(i)}_{1}$, $t^{(i)}_{в.н2}$, $t^{кр(i)}_{в.н1}$.

I0.5. Расчет СУПТ с подогревом с группами приточных и вытяжных установок с разными начальными параметрами воздуха и техническими характеристиками ТУБ при последовательно-параллельной схеме присоединения.

I0.5.I. Расчет проводится по п.п.8.I-8.6, 8.II, 8.I2, 9.3.2, 9.3.3, I0.4.2-I0.4.8.

Дополнительно определяется в п.8.5 $t^{ср}_{в.к1}$ по формуле (I0.I), в п.8.II - $(\nu\rho)^{ср}_{фр1}$ по формуле (8.I3).

I0.5.2. Для ТУБ вытяжных установок определяется:

а) расход промежуточного теплоносителя $G^{(i)}_{2}$ принимая его равным расходу в ТУБ приточной установки $G^{(i)}_{ж1}$, соединенной последовательно с данной вытяжной установкой;

б) скорость движения теплоносителя в трубках ТУБ $\omega^{(i)}_{2}$ по формуле (8.I0);

в) потери давления по теплоносителю $\Delta P^{(i)}_{ж2}$ по разделу 5 при известных $\omega^{(i)}_{2}$;

г) отношение водяных эквивалентов $W^{(i)}_{2}$ по формуле (9.I8);

д) относительный перепад температур $\Theta^{(i)}_{2}$ по табл.I2,I3 приложения 2 при известных $(F'_{02})^{(i)}$ и $W^{(i)}_{2}$.

При теплоносителе вода на $Q^{(i)}_{2}$ вводится поправка ξ_{02}, принимаемая по табл.I4 приложения 2 при известных $\omega^{(i)}_{2}$, $(\nu\rho)^{(i)}_{фр2}$, $t^{ср}_{в}$.

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

I0.5.3. Определяются $K_2^{(i)}$, $\alpha_{вг}^{(i)}$, $\alpha_{жг}^{(i)}$ по п.9.3.7; $\Theta_{рс}^{(i)}$, $t_{рс}^{(i)}$ - по п.I0.3.7, I0.3.8. В формулах (I0.5) и (I0.6) вместо $K_2^{ср}$, $\alpha_{вг}$, $\alpha_{жг}$, $\Theta_2^{ср}$ и $t_{вг}^{ср}$, $\Theta_{рс}^{ср}$, $t_{ж.нг}^{ср}$ подставляются соответственно значения $K_2^{(i)}$, $\alpha_{вг}^{(i)}$, $\alpha_{жг}^{(i)}$, $\Theta_2^{(i)}$ и $t_{вг}^{(i)}$, $\Theta_{рс}^{(i)}$, $t_{ж.кг}^{(i)}$.

I0.5.4. По условиям п.8.I9 определяется режим работы ТУБ вытяжных установок и находится поправочный коэффициент $\xi_ч^{(i)}$, учитывающий выпадение конденсата.

I0.5.5. Уточняется относительный перепад температур потока удаляемого воздуха $\Theta_2^{(i)ф}$ ТУБ вытяжной установки, соединенной последовательно по теплоносителю с ТУБ приточной установки, по формуле

$$\Theta_2^{(i)ф} = \Theta_2^{(i)} \cdot \xi_ч^{(i)} . \qquad (I0.I8)$$

I0.5.6. Определяется конечная температура удаляемого воздуха $t_{в.кг}^{(i)}$ по формуле

$$t_{в.кг}^{(i)} = t_{в.нг}^{(i)} - \Theta_2^{(i)ф}\left(t_{в.нг}^{(i)} - t_{ж.нг}^{(i)}\right), \qquad (I0.I9)$$

где $t_{ж.нг}^{(i)} = t_{ж.кг}^{(i)}$.

I0.5.7. Определяется конечная температура промежуточного теплоносителя $t_{ж.кг}^{(i)}$ после ТУБ вытяжных установок по формуле

$$t_{ж.кг}^{(i)} = t_{ж.нг}^{(i)} + W_2^{(i)}\left(t_{в.нг}^{(i)} - t_{в.кг}^{(i)}\right), \qquad (I0.20)$$

где $t_{ж.нг}^{(i)} = t_{ж.кг}^{(i)}$, если не учитывается нагрев теплоносителя в сети.

I0.5.8. Определяется средняя конечная температура теплоносителя $t_{ж.кг}^{ср}$ после ТУБ вытяжных установок по формуле

$$t_{ж.кг}^{ср} = \frac{t_{ж.кг}^{(i)} \cdot G_{жг}^{(i)} + t_{ж.кг}^{(2)} \cdot G_{жг}^{(2)} + \ldots + t_{ж.кг}^{(n)} \cdot G_{жг}^{(n)}}{G_ж} . \qquad (I0.2I)$$

При $t^{ср}_{ж.к2} < t^{ср}_{ж.н1}$ требуется дополнительный нагрев промежуточного теплоносителя в водоподогревателе. Теплоноситель нагревается за счет теплоты от первичного источника тепла от $t^{ср}_{ж.к2}$ до $t^{ср}_{ж.н1}$.

10.5.9. Определяется часовой расход утилизированной теплоты $Q^{ут}_{ч}$ в расчетном режиме по формуле.

$$Q^{ут}_{ч} = \Sigma\left[G^{(i)}_{ж} \cdot c_{ж}\left(t^{(i)}_{ж.к2} - t^{(i)}_{ж.н2}\right)\right]. \qquad (10.22)$$

10.5.10. Определяется $Q^{вод}_{ч}$ по п.10.3.14, где

$t^{вод}_{ж.к} = t^{(i)}_{ж.н1}$ по п.10.4.4,

$t^{вод}_{ж.н} = t^{ср}_{ж.к2}$ по п.10.5.8.

10.5.11. Для ТУБ вытяжных установок, работающих в режиме с выпадением конденсата при $t^{(i)}_{ж.к1} < 0^{\circ}C$, определяются $t^{кр(i)}_{вн1}$, $t^{кр(i)}_{ж.н2}$ по п.п.9.3.17, 9.3.18.

В формулах (9.8), (9.9) (9.10), (9.11), (9.12) вместо $i^{ср}_{вн2}$, $t^{ср}_{вн2}$, $\alpha^{ср}_{в2}$, $\alpha^{ср}_{ж2}$, $\Sigma G_{в1}$, $\Sigma G_{в2}$, $\Theta^{ср}_{1}$, $t^{ср}_{вн2}$, $t^{кр(ср)}_{вн1}$ подставляются соответственно значения $i^{(i)}_{вн2}$, $t^{(i)}_{вн2}$, $\alpha^{(i)}_{в2}$, $\alpha^{(i)}_{ж2}$, $G^{(i)}_{в1}$, $G^{(i)}_{в2}$, $\Theta^{(i)}_{1}$, $t^{(i)}_{вн2}$, $t^{кр(i)}_{вн1}$.

10.5.12. Определяется годовое потребление утилизированной теплоты $Q^{ут}_{год}$ и от первичного источника тепла $Q^{т}_{год}$ по разделу 12.

Средняя критическая температура наружного воздуха $t^{кр}_{вн1}$ определяется по формуле

$$t^{кр(ср)}_{вн1} = \frac{t^{кр(1)}_{вн1} \cdot G^{(1)}_{в1} + t^{кр(2)}_{вн1} \cdot G^{(2)}_{в1} + \ldots + t^{кр(m)}_{вн1} \cdot G^{(m)}_{в1}}{\Sigma G_{в1}}. \qquad (10.23)$$

71

21855-01

904-02.26-86 Альбом I

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

II. АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА СУПТ БЕЗ ПОДОГРЕВА ПРОМЕЖУТОЧНОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

II.I. Расчет проводится по п.п.8.I – 8.I2, 8.I5. В п.п.8.5, 8.II дополнительно определяются ω_1^{φ}, ω_2^{φ}, $(vp)^{\varphi}_{\phi 1}$, $(vp)^{\varphi}_{\phi 2}$.

II.2. Определяются средние коэффициенты внутреннего $\alpha^{\varphi}_{к1}$ и наружного $\alpha^{\varphi}_{в2}$ теплообмена для ТУБ вытяжных установок, а также коэффициенты теплопередачи K_1^{φ} и K_2^{φ} для ТУБ приточных и вытяжных установок по графикам рис.34–44 приложения 3 при известных ω_{i}^{φ} и $(vp)^{\varphi}_{\phi 1}$, ω_2^{φ} и $(vp)^{\varphi}_{\phi 2}$.

При теплоносителе воде на K_1^{φ} и K_2^{φ} вводится поправка соответственно $\xi_{к1}$ и $\xi_{к2}$ по табл.I4 приложения 2.

II.3. Определяется среднее значение параметра $(F_{01}')^{\varphi}$ и $(F_{02}')^{\varphi}$ для ТУБ приточных и вытяжных установок по формуле (4.I) при известных G_{01}^{φ}, K_1^{φ}, F_1^{φ} и G_{02}^{φ}, K_2^{φ}, F_2^{φ}.

II.4. Определяются средние относительные перепады температур для приточных Θ_1^{φ} и вытяжных Θ_2^{φ} установок:

для установок в потоке с большим суммарным расходом воздуха при $W_5 = I$ – по табл. I2,I3 приложения 2;

для установок в потоке с меньшим суммарным расходом воздуха при $W_M < I$ – по графикам рис.8 – 29 приложения 3.

II.5. Определяются средние общие относительные перепады температур:

$\Theta^{\varphi}_{об1}$ для условной системы с расходом воздуха ΣL_1 – по формуле (9.4);

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

$\Theta_{обг}^{ср}$ для условной системы с расходом воздуха ΣL_2 - по формуле

$$\Theta_{обг}^{ср} = \frac{I}{1/\Theta_2^{ср} + \Sigma G_{в2} / \Theta_1^{ср} \cdot \Sigma G_{в1} - W_2} \quad (II.1)$$

II.6. Определяется относительный перепад температур, соответствующий температуре точки росы удаляемого воздуха, по формуле

$$\Theta_{рс}^{ср} = \frac{t_{р.с2}^{ср} - t_{в.н1}^{ср}}{t_{в.н2}^{ср} - t_{в.н1}^{ср}}, \quad (II.2)$$

где $t_{р.с2}^{ср}$ - температура точки росы удаляемого воздуха находится по i-d диаграмме для точки с координатами $t_{в.н2}^{ср}$ и $\varphi_{в.н2}^{ср}$.

II.7. Определяется относительный перепад температур, соответствующий температуре точки росы удаляемого воздуха $t_{рс2}^{мин}$, ниже которой не происходит выпадение конденсата, по формуле

$$\Theta_{рс}^{мин} = \frac{1 - \Theta_{обг}^{ср} / \Theta_e^{ср} + \alpha_{в2}^{ср} \cdot \psi / \alpha_{ж2}^{ср} (1 - \Theta_{обг}^{ср})}{1 + \alpha_{в2}^{ср} \cdot \psi / \alpha_{ж2}^{ср}}, \quad (II.3)$$

где ψ - коэффициент оребрения принимается по табл.4,5 альбома 4.

Если $\Theta_{рс}^{ср} < \Theta_{рс}^{мин}$, то установка работает в режиме сухого теплообмена. Если $\Theta_{рс}^{ср} > \Theta_{рс}^{мин}$, то установка работает в режиме конденсации влаги.

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

II.8. Определяется коэффициент теплопередачи в ТУБ вытяжных установок с учетом массопереноса по формуле

$$K_{i2}^{ср} = \frac{I}{\psi / \alpha_{ж2}^{ср} + C_в / \alpha_{в2}^{ср} \cdot C_{нас}}, \qquad (II.4)$$

где $C_{нас}$ принимается по п.II.I3.

II.9. Вычисляются безразмерные параметры по формулам:

$$(F_o')_{i2}^{ср} = \frac{K_{i2}^{ср} \cdot \Sigma F_2^{(i)} \cdot D}{\Sigma G_{в2} \cdot C_в}, \qquad (II.5)$$

где Д=I в системе МКГСС, Д = 3,6 в СИ

при $G_{в2}$ в кг/ч и $C_в$ в кДж/ (кг . °С);

$$W_{i2} = \frac{\Sigma G_{в2} \cdot C_{нас}}{G_{ж} \cdot C_{ж}}. \qquad (II.6)$$

II.I0. Определяются относительный перепад температур Θ_{i2} для ТУБ вытяжных установок по графикам рис.48, 49 приложения 3 при известных $(F_o')_{i2}^{ср}$ и W_{i2}.

II.II. Определяется общий относительный перепад температур установок с учетом конденсации влаги по формуле

$$\Theta_{оВ1}^{ср(ф)} = \frac{I}{1/\Theta_1^{ср} + C_в \cdot \Sigma G_{в1} / C_{нас} \cdot \Theta_{i2} \cdot \Sigma G_{в2} - W_1}. \qquad (II.7)$$

II.I2. Определяется относительный перепад температур, соответствующий температуре точки росы удаляемого воздуха, при которой конденсация влаги протекает на всей поверхности вытяжных теплообменников, по формуле

74

21855-01

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

$$\Theta_{pc\,i}^{макс} = \left(\frac{C_в}{C_{нас}} \cdot \frac{\Theta_{об\,1}^{ср(н)}}{\Theta_1^{ср}} + \frac{\alpha_{в2}^{ср} \cdot \varphi}{\alpha_{ж\,г}^{ср}}\right) \Big/ \left(\frac{C_в}{C_{нас}} + \frac{\alpha_{в2}^{ср} \cdot \varphi}{\alpha_{ж\,г}^{ср}}\right). \quad (II.8)$$

II.I3. Вычисляется параметр А по формуле

$$A = C_в \cdot t_{в.н2}^{ср} \cdot \Theta_{pc\,i}^{нам} + i_{в.н1}^{ус} (1 - \Theta_{pc\,i}^{макс}), \quad (II.9)$$

где $i_{в.н1}^{ус}$ находится по формуле

$$i_{в.н1}^{ус} = e + C_{нас} \cdot t_{в.н1}^{ср}. \quad (II.10)$$

Здесь e и $C_{нас}$ - коэффициенты, принимаемые по табл.I0 приложения 2 при известных $t_{ж}^{зам}$ и $t_{ж}^{ср}$, $t_{ж}^{ср}$ принимается равной $t_в^{ср}$ по формуле (8.6).

II.I4. Определяется влагосодержание $d_{pc\,г}^{макс}$ удаляемого воздуха по графику рис.46 приложения 3 при известных значениях A и $\Theta_{pc\,i}^{макс}$.

II.I5. Если $d_{pc\,г}^{макс} \leq d_{в.н2}^{ср}$, то установка работает с выпадением конденсата на всей теплообменной поверхности. В этом случае определяется:

конечная температура приточного воздуха $t_{в.к1}^{ср}$ по формуле

$$t_{в.к1}^{ср} = (t_{мкг}^{ср} - t_{в.н1}^{ср}) \Theta_{об1}^{ср(н)} + t_{в.н1}^{ср}, \quad (II.11)$$

где $t_{мкг}^{ср}$ - температура удаляемого воздуха по мокрому термометру, определяемая по i-d диаграмме. Для точки с координатами $d_{pc\,г}^{макс}$ и φ = I00% проводится линия $d = const$ до пересечения с линией $t_{в.н2}^{ср}$. Температура мокрого термометры полученной точки определяет значение $t_{мкг}^{ср}$.

75

II.I6. Если $d_{рс2}^{макс} > d_{вн1}^{ср}$, то установка работает с конденсацией влаги на части поверхности ТУБ вытяжных установок. В этом случае определяется:

температуре точки росы удаляемого воздуха $t_{рс}^{мин}$, ниже которой не происходит выпадение конденсата, по формуле

$$t_{рс}^{мин} = \Theta_{рс}^{мин}(t_{вн2}^{ср} - t_{вн1}^{ср}) + t_{вн1}^{ср}; \qquad (II.I2)$$

влагосодержание удаляемого воздуха $d_{рс2}^{мин}$ по $i-d$ диаграмме для точки с координатами $t_{рс2}^{мин}$ и $\varphi = 100\%$;

влагосодержание удаляемого воздуха $d_{рс2}$ по $i-d$ диаграмме для точки с координатами $t_{вн2}^{ср}$ и $\varphi = 100\%$;

параметр $\bar{d}$ по формуле

$$\bar{d} = \frac{d_{рс2} - d_{рс2}^{мин}}{d_{рс2}^{макс} - d_{рс2}^{мин}}; \qquad (II.I3)$$

параметр $\bar{\Theta}$ по графику рис.47 приложения 3 при известных F_{o2}' и $\bar{d}$; общий относительный перепад температур $\Theta_{051}^{\bar{\Theta}}$ с учетом параметра $\bar{\Theta}$ по формуле

$$\Theta_{051}^{\bar{\Theta}} = \Theta_{051}^{ср} + \bar{\Theta}(\Theta_{051}^{ср(р)} - \Theta_{051}^{ср}); \qquad (II.I4)$$

конечная температура приточного воздуха $t_{вк1}^{ср}$ по формуле (II.II), подставляя вместо $\Theta_{051}^{ср(р)}$ значение $\Theta_{051}^{\bar{\Theta}}$.

II.I7. При необходимости определяется средняя энтальпия удаляемого воздуха после ТУБ $i_{вк2}^{ср}$ по формуле

$$i_{вк2}^{ср} = i_{вн2}^{ср} - \frac{(t_{вк1}^{ср} - t_{вн1}^{ср})\Sigma G_{в1} \cdot c_в}{\Sigma G_{в2}}; \qquad (II.I5)$$

по i-d - диаграмме находится $t^{\varphi}_{вл.в}$ для точки с координатами $i^{\varphi}_{вл.в}$ и φ = 100%.

II.18. Определяются температуры промежуточного теплоносителя $t^{\varphi}_{ж.в.в}$ и $t^{\varphi}_{ж.в.н}$ после ТУБ вытяжных и приточных установок по п.п.8.23, 8.24.

Уточняется вид теплоносителя по условиям п.8.19.

Если предварительный выбор теплоносителя оказался неверным, то расчет повторяется по п.п.8.7-8.10, 8.15, II.2-II.18.

II.19. Определяются часовые и годовые расходы утилизированной теплоты и теплоты от первичного источника тепла по п.п.8,25, 8.26 и разделу I2.

I2. РАСЧЕТ ГОДОВОГО ПОТРЕБЛЕНИЯ ТЕПЛОТЫ

I2.I. Годовое потребление теплоты в СУПТ от первичного источника тепла $Q^{т}_{год}$ определяется по формуле

$$Q^{т}_{год} = Q^{тр}_{ч} \cdot Д \cdot \frac{(t^{ср}_{в.к1} - t^{ср(от)}_{в.н1})}{(t^{ср}_{в.к1} - t^{ср}_{в.н1})} \cdot \tau^{от}_{ср} \cdot n - Q^{ут}_{год} , \quad (I2.I)$$

где $Q^{ут}$ – годовое потребление утилизированной теплоты, ГДж/год (Гкал/ч), по п.п.I2.2 и I2.3, Д – коэффициент равный I в системе МКГСС или $3{,}6\ I0^{-3}$ в СИ.

$Q^{тр}_{ч}$ – требуемый расход теплоты, кВт (Гкал/ч), на нагрев приточного воздуха в расчетном режиме при расчетной температуре наружного воздуха (параметры Б) по разделу I0; $Q^{тр}_{ч} = Q^{ут}_{ч} + Q^{т}_{ч}$;

$t^{р}_{в.н1}$ – расчетная температура, °С, наружного воздуха;

$t^{ср(от)}_{в.н1}$ – средняя температура, °С, наружного воздуха за отопительный период;

$t^{ср}_{в.к1}$ – средняя температура, °С, приточного воздуха после нагрева;

$\tau^{от}_{ср}$ – отопительный период, ч;

n – коэффициент, учитывающий длительность работы системы с учетом сменности, принимаемый по альбому 5.

I2.2. Годовой режим работы СУПТ без подогрева в зависимости от заданных параметров приточного, удаляемого и наружного воздуха может характеризироваться тремя периодами (см.рис.50 приложения 3)

Границами периодов являются критическая температура наружного воздуха $t^{кр}_{в.н1}$, ниже которой начинается обмерзание теплообменной поверхности ТУБ вытяжных установок, и предельная температура наружного воздуха $t^{пр}_{в.н1}$, выше которой система утилизации полностью обеспечивает требуемый нагрев приточного воздуха.

I период ($t^{мин}_{в.н1} \le t^{р}_{в.н1} \le t^{кр}_{в.н1}$) характеризует работу системы в условия инеобразования на теплообменной поверх-

ности ТУБ вытяжных установок и защиты теплоутилизаторов от накопления инея.

II период ($t^{пр}_{в.н1} \geq t^{р}_{в.н1} > t^{кр}_{в.н1}$) характеризует работу системы без инееобразования.

III период ($t^{макс}_{в.н1} > t^{р}_{в.н1} > t^{пр}_{в.н1}$) характеризует работу системы в условиях, когда обеспечивается требуемый нагрев приточного воздуха. При наличии избытка утилизированной теплоты предусматривается регулирование теплопроизводительности ТУБ. $t^{мин}_{в.н1}$, $t^{макс}_{в.н1}$ - температура наружного воздуха, °С, соответственно минимальная и максимальная за отопительный период.

I2.2.I. Критическая температура наружного воздуха $t^{кр}_{в.н1}$ определяется для СУПТ, в которых ТУБ вытяжных установок работают с выпадением конденсата при температуре промежуточного теплоносителя $t_{ж.к1}$ ниже 0°С, по формуле (9.8).

I2.2.2. Предельная температура наружного воздуха $t^{пр}_{в.н1}$ определяется:

а) для систем вентиляции с постоянной температурой приточного воздуха $t^{ср}_{в.к1}$ по формуле

$$t^{пр(ср)}_{в.н1} = \frac{t^{ср}_{в.к1} - \Theta^{ср(ср)}_{об1} \cdot t^{ср}_{в.н2}}{1 - \Theta^{ср(ср)}_{об1}}; \qquad (I2.2)$$

б) для систем вентиляции, совмещенных с воздушным отоплением, с переменной температурой приточного воздуха по формуле

$$t^{пр(ср)}_{в.н1} = \frac{(1+\bar{\Theta})t^{ср}_{пом} - \Theta^{ср(ср)}_{об2} \cdot t^{ср}_{в.н2} + \bar{Q}^{ср}_{пом}}{1 - \Theta^{ср(ср)}_{об2} + \bar{\Theta}}; \qquad (I2.3)$$

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

где $\bar{\theta} = \dfrac{t_{вых1}^{ср} - t_{пом}}{t_{пом} - t_{вн1}^{ср}}$; (I2.4)

$\bar{Q} = \dfrac{Q_{пом}^{ср}}{G_{в1} \cdot c_в}$; (I2.5)

$t_{пом}$ – температура, °С, воздуха в помещении;

$t_{вых1}^{ср}$ – средняя температура, °С, воздуха после ТУБ за отопительный период;

$Q_{пом}^{ср}$ – среднее теплопоступление, Вт (ккал/ч), в помещении за отопительный период;

в) для первого подогрева систем кондиционирования воздуха по формуле

$$t_{вн1}^{пр(ч)} = \frac{i_{вых1}^{I(ч)} - c_d d_{кн} - c_в \cdot \theta_{об1}^{ст(ч)} \cdot t_{вн1}^{ср}}{c_в (1 - \theta_{об1}^{ст(ч)}) + B_d \cdot d_{кн}}, \quad (I2.6)$$

где $i_{вых1}^{I(ч)}$ – энтальпия приточного воздуха после I подогрева, кДж/кг (ккал/кг);

c_d, B_d – коэффициенты, аппроксимирующие зависимость влагосодержания воздуха от средней температуры воздуха $t_в^{ср}$ по формуле (8.6), принимаемые по табл. 9 приложения 2;

$d_{кн}$ – теплота конденсации пара, равная 2501 кДж/кг в СИ, 598 ккал/кг в системе МКГСС.

Если $t_{в.н1}^{пр} > t_{в.н1}^{макс}$, то утилизированной теплоты недостаточно для нагрева приточного воздуха до $t_{в.н1}$ в течение всего отопительного периода.

Если $t_{в.н1}^{пр} < t_{в.н1}^{макс}$, то в период при значениях $t_{в.н1} \geq t_{в.н1}^{пр}$ за счет утилизированной теплоты обеспечивается $t_{в.н1}$.

I2.2.3. Расчет годовой экономии тепловой энергии за счет потребления утилизированной теплоты проводится в зависимости от наличия характерных периодов работы в годовом режиме системы.

I2.2.4. Годовое потребление утилизированной теплоты $Q_{год}^{ут}$ за один период находится:

а) I период $(t_{в.н1}^{мин} < t_{в.н1}^{кр})$ при защите за счет:

периодического оттаивания по формуле

$$Q_{год}^{ут(I)} = Q_{ч}^{ут} \cdot D \cdot 0{,}97 \cdot \frac{(t_{в.н2} - t_{в.н1}^{ср(I)})}{(t_{в.н2} - t_{в.н1}^{р})} \cdot \tau_{I}^{от} \cdot n \; ; \qquad (I2.7)$$

перепуска части теплоносителя по формуле

$$Q_{год}^{ут(I)} = Q_{ч}^{ут} \cdot D \cdot 0{,}9 \cdot \frac{(t_{в.н2} - t_{в.н1}^{ср(I)})}{(t_{в.н2} - t_{в.н1}^{р})} \cdot \tau_{I}^{от} \cdot n \; ; \qquad (I2.8)$$

б) II период $(t_{в.н1}^{кр} < t_{в.н1}^{мин}, t_{в.н1}^{макс} < t_{в.н1}^{пр})$ по формуле

$$Q_{год}^{ут(I)} = Q_{ч}^{ут} \cdot D \cdot \frac{(t_{в.н2} - t_{в.н1}^{ср(I)})}{(t_{в.н2} - t_{в.н1}^{р})} \cdot \tau_{I}^{от} \cdot n \; . \qquad (I2.9)$$

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

в) III период $(t_{в.н}^{мин} > t_{в.н1}^{кр},\ t_{в.н1}^{макс} > t_{в.н1}^{пр})$

по формуле

$$Q_{год}^{ут(III)} = G_{в1} \cdot C_в (t_{пр} - t_{в.н1}^{ср(III)}) \cdot Д \cdot \tau_{III} \cdot n \ , \qquad (I2.I0)$$

где $Q_ч^{ут}$ – часовой расход утилизированной теплоты, Вт (ккал/ч), в расчетном режиме при расчетной температуре наружного воздуха (параметры Б);

$t_{в.н2}$ – начальная температура, °С, удаляемого воздуха;

$t_{в.н1}$ – расчетная температура, °С, наружного воздуха;

Д – коэффициент равный I в системе МКГСС или $3{,}6 \cdot I0^{-3}$ в СИ.

$t_{в.н1}^{ср(I)}$, $t_{в.н1}^{ср(II)}$, $t_{в.н1}^{ср(III)}$ – средняя температура, °С, наружного воздуха соответственно за I, II или III характерный период работы СУПТ, принимаемая по климатологическим данным или по табл.4.I альбома 5.

τ_I, τ_{II}, τ_{III} – время стояния, ч, температур наружного воздуха соответственно за I, II или III период, определяемое по климатологическим данным или по табл.4.I альбома 5.

n – коэффициент, учитывающий длительность работы СУПТ с учетом сменности, принимаемый по альбому 5.

I2.2.5. Годовое потребление утилизированной теплоты за два периода находится:

при наличии I и II периода

$$(t_{в.н1}^{мин} < t_{в.н1}^{кр},\ t_{в.н1}^{макс} \leq t_{в.н1}^{пр})$$

по формуле

$$Q_{год}^{ут} = Q_{год}^{ут(I)} + Q_{год}^{ут(II)} \qquad (I2.II)$$

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

при наличии II и III периода ($t^{кр}_{в.н} < t^{наим}_{в.н1}$, $t^{макс}_{в.н} > t^{кр}_{в.н1}$)

по формуле

$$Q^{от(I+II)}_{год} = Q^{от(I)}_{год} + Q^{от(II)}_{год}, \qquad (I2.I2)$$

где $Q^{от(I)}_{год}$, $Q^{от(II)}_{год}$, $Q^{от(III)}_{год}$ – годовое потребление утилизированной теплоты, ГДж/(Гкал/ч) соответственно за I, II, III период.

I2.2.6. Годовое потребление утилизированной теплоты за три периода находится по формуле ($t^{наим}_{в.н} < t^{кр}_{в.н}$; $t^{макс}_{в.н} > t^{кр}_{в.н1}$)

$$Q^{от(I+II+III)}_{год} = Q^{от(I)}_{год} + Q^{от(II)}_{год} + Q^{от(III)}_{год}. \qquad (I2.I3)$$

I2.3. Годовой режим работы СУПТ с подогревом в зависимости от заданных параметров приточного, удаляемого и наружного воздуха может характеризоваться двумя периодами (см.рис.5I приложения 3).

Границей между периодами является критическая температура наружного воздуха $t^{кр}_{в.н}$, соответствующая критической температуре промежуточного теплоносителя $t^{кр}_{ж.н2}$ на входе в ТУБ вытяжных установок, ниже которой происходит обмерзание теплообменной поверхности. $t^{кр}_{ж.н2}$ принимается равной $t_{ж.н1}$ по формуле (9.I2).

I период ($t^{р}_{в.н1} \le t^{кр}_{в.н1}$, $t^{р}_{ж.н2}$ *) $\le t^{кр(ск)}_{ж.н2}$) характеризует работу системы утилизации в условиях инеобразования на поверхности и защиты теплоутилизаторов от накопления инея.

II период ($t^{р}_{в.н1} > t^{кр}_{в.н1}$, $t^{р}_{ж.н2} > t^{кр(ск)}_{ж.н2}$) характеризует работу системы без образования инея на поверхности ТУБ вытяжных установок, обеспечивающую температуру приточного воздуха.

*) $t^{р}_{ж.н2}$ – температура промежуточного теплоносителя при $t^{р}_{в.н}$.

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

I2.3.I. $t^{кр(ст)}_{ж.н2}$ определяется по формуле*):

$$t^{кр(ст)}_{ж.н2} = \frac{(i^{ср}_{в.н2} - Q^{ср(ст)}_2 \cdot c_в \cdot t^{ср}_{в.н2} - Д)\,\frac{\alpha^{ср}_{в2} \cdot \psi}{\alpha^{ср}_{ж2} \cdot c_в}}{-1 - Q^{ср(ст)}_1 \cdot c_в \cdot \frac{\alpha^{ср}_{в2} \cdot \psi}{\alpha^{ср}_{ж2}}}, \qquad (I2.I4)$$

где значения $i^{ср}_{в.н1}$, $Q^{ср(ст)}_2$, $c_в$, $t^{ср}_{в.н2}$, $\alpha^{ср}_{в2}$, $\alpha^{ср}_{ж2}$, ψ принимаются по основному расчету, выполняемому по разделу I0; Д – коэффициент, равный 9,63 кДж/кг в СИ или 2,3 ккал/кг в системе МКГСС.

I2.3.2. Определяются характерные периоды годового режима работы СУПТ:

при $t^{кр}_{ж.н2} < t^{р}_{ж.н2}$ – система характеризуется одним П периодом и защита от обмерзания ТУБ вытяжных установок не предусматривается;

при $t^{кр}_{ж.н2} > t^{р}_{ж.н2}$ – система характеризуется двумя периодами (I и П). Для такой системы предусматривается защита от обмерзания ТУБ вытяжных установок в I периоде работы.

I2.3.2. По климатологическим данным или по табл.4.I альбома 5 определяется средняя температура наружного воздуха $t^{ср(от)}_{в.н1}$ и время стояния температур за этот период $\tau^{ср(от)}$.

I2.3.4. Находитмя часовой расход утилизированной теплоты $Q^{ут(от)}_ч$ при $t^{ср(от)}_{в.н1}$;

а) при расчете СУПТ по разделу I0.3 определяется $t^{ср(от)}_{ж.н1}$ по п.I0.3.2; $t^{ср(от)}_{ж.н1}$ по п.I0.3.3; $t^{ср(от)}_{в.к2}$ по п.I0.3.II; $t^{ср(от)}_{ж.н2}$ по п.I0.3.I2; $Q^{ут(от)}_ч$ по п.I0.3.I3;

*) $t^{кр}_{в.н1}$ определяется для СУПТ, в которых ТУБ вытяжных установок работабт с выпадением конденчата при $t_{ж.н1} < 0°C$.

ВН

21855-01

б) при расчете СУПТ по разделу I0.4 определяется $t^{(i)от}_{жн1}$ по п.I0.4.3г; $t^{от}_{жн1}$ по п.I0.4.4; $\theta^{(i)от}$, $W_1^{(i)от}$, $G_ж^{(i)от}$ по п.I0.4.5а,б,в; $t^{(i)от}_{жн1}$ по п.I0.4.6; $G_ж^{от}$ по п.I0.4.8; $t^{ср(от)}_{жн1}$ по п.I0.4.9; $W_2^{от}$ по п.I0.4.II; $\theta_2^{ср(от)}$ по п.I0.4.I3; $t^{ср(от)}_{ажг}$ по п.I0.3.II; $t^{(i)от}_{жн2}$ по п.I0.3.I2; $Q_ч^{ут(от)}$ по п. I0.3.I3. В п.I0.4.3г $t^{(i)от}_{жн1}$ находится для установки с $t^{макс}_{жн1}$ в расчетном режиме при $t^{р}_{вн1}$. В п.I0.3.II в формулу (I0.8) вместо $\theta_2^{ср(от)}$ подставляется значение $\theta_2^{ср(от)}$;

в) при расчете СУПТ по разделу I0.5 определяется $t^{(i)от}_{жн1}$ по п.I0.4.3г; $t^{от}_{жн1}$ по п.I0.4.4; $\theta_1^{(i)от}$, $W_1^{(i)от}$ и $G_ч^{(i)от}$ по п.I0.4.5а, б, в; $t^{(i)от}_{жн1}$ по п.I0.4.6; $G_ж^{от}$ по п.I0.4.8; $G_{ж2}^{(i)от}$, $W_2^{(i)от}$ и $\theta_2^{(i)от}$ по п.I0.5.2а, г,д; $t^{(i)от}_{ажг}$ по п.I0.5.6; $t^{(i)от}_{жн2}$ по п.I0.5.7; $Q_ч^{ут(от)}$ по п.I0.5.9.

В п.I0.4.3г $t^{(i)от}_{жн1}$ находится для установки с $t^{макс}_{жн1}$ в расчетном режиме при $t^{р}_{вн1}$.

В п.I0.5.6 в формулу (I0.2I) вместо $\theta_ч^{(i)ср}$ подставляется значение $\theta_ч^{(i)от}$.

I2.3.5. Годовое потребление утилизированной теплоты $Q^{ут}_{год}$ находится:

при защите от обмерзания ТУБ за счет периодического оттаивания по формуле

$$Q^{ут}_{год} = Q_ч^{ут(от)} \cdot Д \cdot 0{,}97 \cdot \bar{t}^{от}_{ср} \cdot n \; ; \qquad (I2.I5)$$

при защите от обмерзания ТУБ за счет перепуска части теплоносителя по формуле

$$Q^{ут}_{год} = Q_ч^{ут(от)} \cdot Д \cdot 0{,}9 \cdot \bar{t}^{от}_{ср} \cdot n \; ; \qquad (I2.I6)$$

при отсутствии защиты от обмерзания ТУБ по формуле

$$Q^{ут}_{год} = Q_ч^{ут(от)} \cdot Д \cdot \bar{t}^{от}_{ср} \cdot n \; , \qquad (I2.I7)$$

где Д – коэффициент равный I в системе МКГСС или $3{,}6 \cdot 10^{-3}$ в СИ.

Приложение 1

Схема системы утилизации с промежуточным теплоносителем (без подогрева)

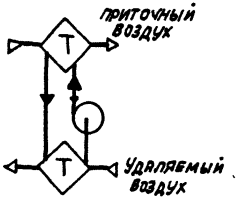


Рис. 1

Схема системы утилизации с промежуточным теплоносителем (с подогревом)

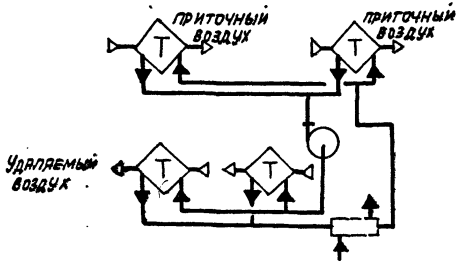


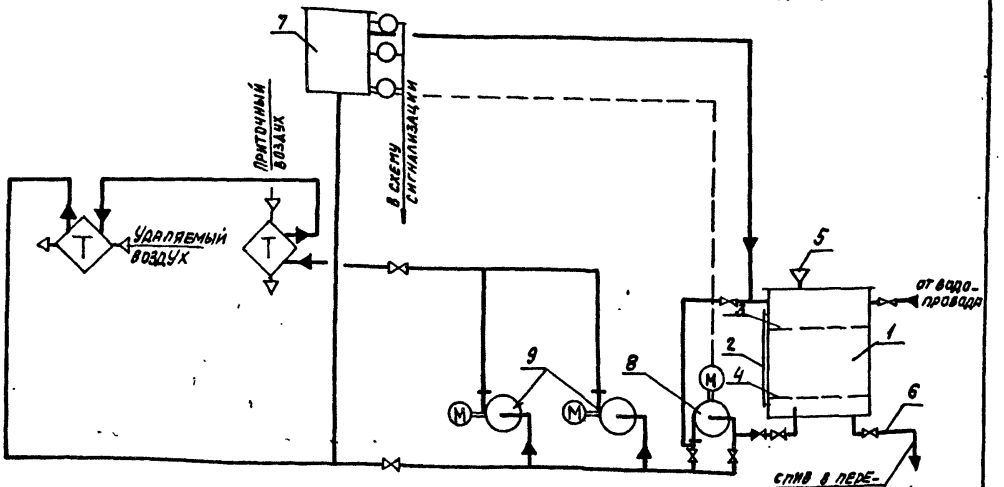
Рис. 2

Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. №

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №

904-02-26.86 Альбом 1

Схема системы с двумя баками и подпиточным насосом



1- бак для приготовления раствора
2- водомерное стекло
3- верхний уровень заполнения бака
4- нижний уровень заполнения бака
5- устройство для заполнения бака раствором
6- спускной трубопровод
7- расширительный бак
8- подпиточный насос
9- циркуляционный насос

Рис. 3

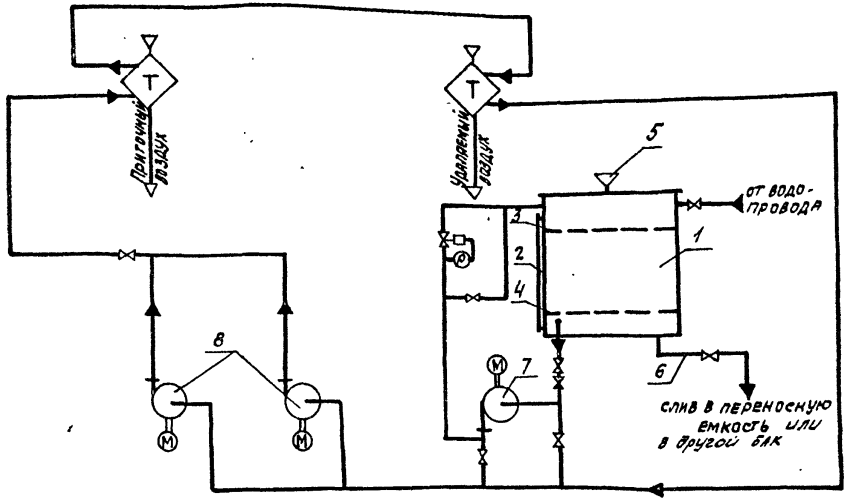
904-02-26.86

21855-01

87

Лист 72

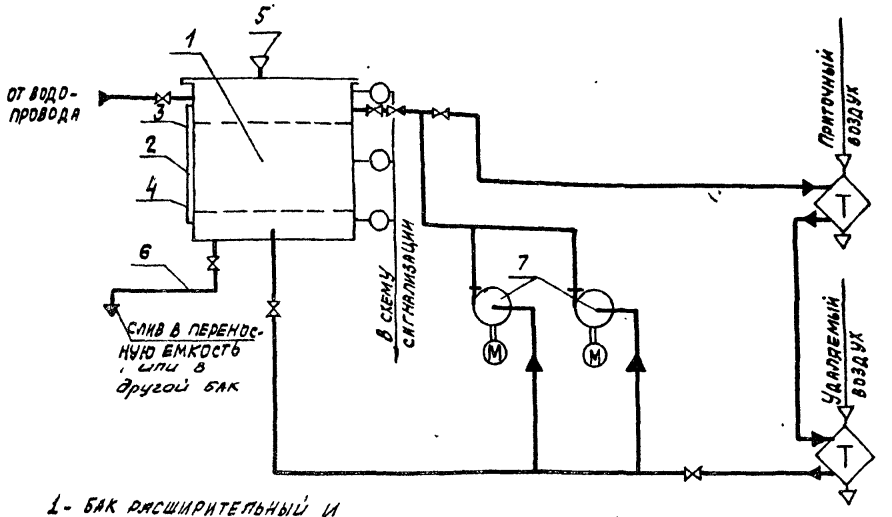
Схема системы с одним баком и подпиточным насосом



1-бак для приготовления раствора
2-водомерное стекло
3-верхний уровень заполнения бака
4-нижний уровень заполнения бака
5-устройство для заполнения бака раствором
6-спускной трубопровод
7-подпиточный насос
8-циркуляционный насос

Рис.4

Схема системы с одним баком



1 - бак расширительный и для приготовления раствора
2 - водомерное стекло
3 - верхний уровень заполнения бака
4 - нижний уровень заполнения бака
5 - устройство для заполнения бака раствором
6 - спускной трубопровод
7 - циркуляционный насос

Рис. 5

Принципиальная схема СУПТ без подогрева промежуточного теплоносителя

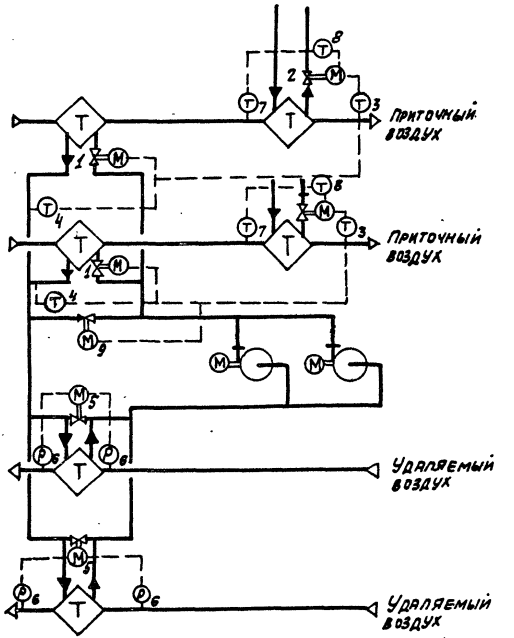


Рис. 6

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв. №

Принципиальная схема СУПТ с подогревом промежуточного теплоносителя

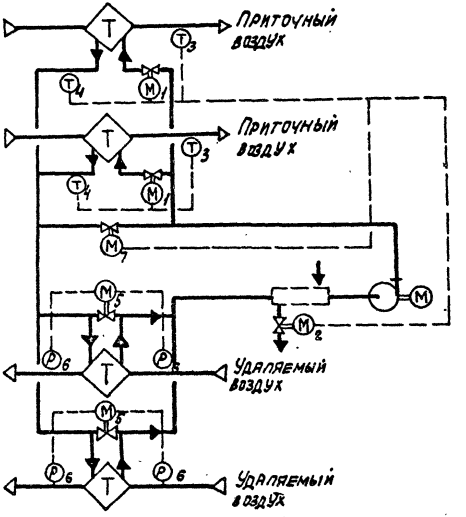


Рис.7

Схема параллельного присоединения труб к циркуляционному контуру

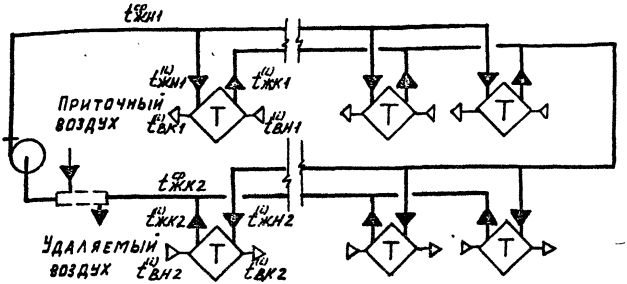
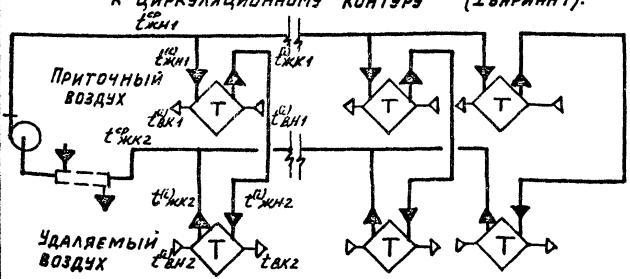


Рис. 8

Схема последовательно-параллельного присоединения труб к циркуляционному контуру (I вариант).



92

Рис. 9

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

Схема последовательно-параллельного присоединения ТУБ к циркуляционному контуру (II вариант)

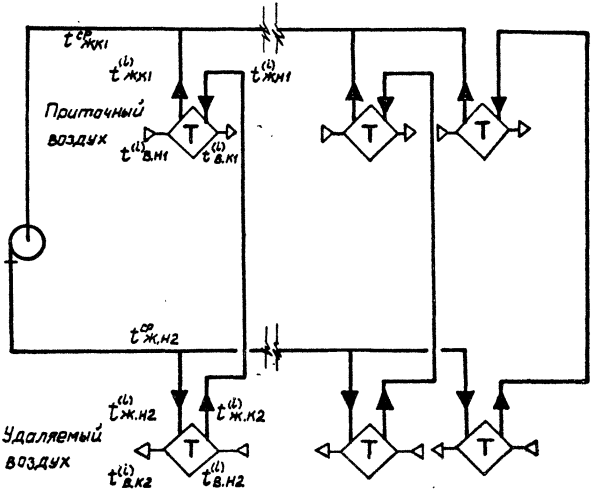


Рис. 10

Инв. № подл. | Подп. и дата | Взам. инв. №

Приложение 2 Таблица I

ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

Теплоноситель	t, °C	$\frac{c}{\text{кДж/(кг·°C)}}$ / ккал/(кг·°C)	ρ, кг/м³	$\frac{\lambda}{\text{Вт/(м·°C)}}$ / [ккал/(ч·м·°C)]	$\mu \cdot 10^8$, Па·с / кгс/м²	ν	a	ρ_2
						10^6 м²/с		
27% водный раствор хлористого кальция	0	2,825 / 0,675	1260	0,5325 / 0,458	4,76 / 0,486	3,78	0,143	33,22
Вода	70	4,19 / 1	977,8	0,66 / 0,57	3,98 / 0,4	0,415	0,161	2,58
	0	4,21 / 1,006	999,9	0,56 / 0,482	1,749 / 0,178	1,789	0,132	13,5

ПРИМЕЧАНИЕ: В числителе приведены значения в СИ, в знаменателе – в системе МКГСС.

Таблица 2

ТЕМПЕРАТУРА ЗАМЕРЗАНИЯ ВОДНОГО РАСТВОРА ХЛОРИСТОГО КАЛЬЦИЯ

	Содержание $CaCl_2$ в водном растворе, %						
	5	10	15	20	25	27	30
Температура замерзания, °C	-2,3	-5,65	-10,8	-18,3	-29,75	-45	-55

Таблица 3

УДЕЛЬНАЯ ВМЕСТИМОСТЬ ТРУБОПРОВОДОВ ИЗ СТАЛЬНЫХ ЭЛЕКТРОСВАРНЫХ ТРУБ, ПРИМЕНЯЕМЫХ ВО ВНУТРЕННИХ САНИТАРНО-ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ (ГОСТ 10704-76*) НА 1 м

Условный проход Ду, мм	Наружный диаметр Дн, мм	Толщина стенки δ, мм	Внутренний диаметр Дв, мм	Удельная вместимость V тр, $м^3/м$
10	14	1,6	10,8	0,00009
15	18	2	14	0,00015
20	25	2	21	0,00035
25	32	2	28	0,00062
32	38	2	34	0,00091
40	45	2	41	0,00132
50	57	2,5	52	0,00212
65	76	2,8	70,4	0,00389
80	89	2,8	83,4	0,00546
100	108	2,8	102,4	0,00824
125	133	3,2	126,6	0,01258
150	159	3,5	152	0,01814
200	219	4	211	0,03497
250	273	4	265	0,05515
300	325	4	317	0,07892
350	377	5	367	0,10578
400	426	5	416	0,13592

Примечание: Удельная вместимость для водогазопроводных труб (стальных обыкновенных);
Ду 15 - $V_{тр}$ = 0,00019 $м^3/м$; Ду 20 - $V_{тр}$ = 0,00034 $м^3/м$.

21855-01 95

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взамен.инв.№

Таблица 4.I

ВМЕСТИМОСТЬ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННЫХ БЛОКОВ НА БАЗЕ КОНДИЦИОНЕРОВ КТЦ2А

Оборудование	ТУБ					
	Номер	Индекс	Расход воздуха, тыс. м³/ч	Теплообменник		Вместимость, м³
				Тип (индекс)	Количество, шт.	
КТЦ2А-I0	0I	I.0I.I.08.I	I0	ВН0I.I02I3	4	0,0488
	02	I.0I.I.09.I	I0	ВН0I.I0II3	I	0,0549
				ВН0I.I02I3	4	
	03	I.0I.I.I2.I	I0	ВН0I.I02I3	6	0,0732
КТЦ2А-20	04	I.02.I.08.I	20	ВН02.I02I3	4	0,0976
	05	I.02.3.08.I	20	КСк4-I2-02ХЛ3А	2	0,086
	06	I.02.I.09.I	20	ВН02.I0II3	I	0,I098
				ВН02.I02I3	4	
	07	I.02.3.09.I	20	КСк3-I2-02ХЛ3А	3	0,I05
	08	I.02.I.I2.I	20	ВН02.I02I3	6	0,I464
	09	I.02.3.I2.I	20	КСк4-I2-02ХЛ3А	3	0,I29

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взамен инв. №

Продолжение табл.4.I.

Основное оборудование	ТУБ					
	Номер	Индекс	Расход воздуха, тыс. $м^3/ч$	Теплообменник		Вместимость, $м^3$
				Тип (индекс)	Количество, шт.	
КТЦ2А - 3I,5	I0	I.03.I.08.I	3I,5	ВН03.I02I3	4	0,I568
	II	I.03.2.08.I	3I,5	ТП.I6-TIРК.04	4	0,I2
	I2	I.03.3.08.I	3I,5	КСк4-II-02ХЛ3А	4	0,II6
	I3	I.03.3.08.2	3I,5	КСк4-II-02ХЛ3А	4	0,II6
	I4	I.03.2.09.I	3I,5	ТП.I6-TIРК.03	6	0,I38
	I5	I.03.3.09.I	3I,5	КСк3-II-02ХЛ3А	6	0,I38
	I6	I.03.3.09.2	3I,5	КСк3-II-02ХЛ3А	6	0,I38
	I7	I.03.2.I2.I	3I,5	ТП.I6-TIРК.04	6	0,I8
	I8	I.03.3.I2.I	3I,5	КСк4-II-02ХЛ3А	6	0,I74
	I9	I.03.3.I2.2	3I,5	КСк4-II-02ХЛ3А	6	0,I74
	20	I.04.I.08.2	40	ВН04.I02I3	4	0,I96

Продолжение табл.4.I

Основное оборудование	Туб					
	Номер	Индекс	Расход воздуха, тыс. м³/ч	Теплообменник		Вместимость, м³
				Тип (индекс)	Количество, шт.	
КШ2А - 04	2I	I.04.2.08.I	40	ТП.I6-TIPK.04	2	0,I52
				ТП.25-TIPK.04	2	
	22	I.04.3.08.I	40	КСк4-II-02ХЛ3А	2	0,I44
				КСк4-I2-02ХЛ3А	2	
	23	I.04.3.08.2	40	КСк4-II-02ХЛ3А	2	0,I44
				КСк4-I2-02ХЛ3А	2	
	24	I.04.I.09.2	40	ВН04.I0II3	I	0,2205
				ВН04.I02I3	4	
	25	I.04.2.09.I	40	ТП.I6-TIPK.03	3	0,I74
				ТП.25-TIPK.03	3	

Продолжение табл. 4.I

Основное оборудование	Туб					
	Номер	Индекс	Расход воздуха, тыс. м³/ч	Теплообменник		Вместимость, м³
				Тип (индекс)	Количество, шт.	
КТПЗА - 40	26	I.04.3.09.I	40	КСк3-II-02ХЛ3А	3	0,I74
				КСк3-I2-02ХЛ3А	3	
	27	I.04.3.09.2	40	КСк3-II-02ХЛ3А	3	0,I74
				КСк3-I2-02ХЛ3А	3	
	28	I.04.I.I2.2	40	ВН04.I02I3	6	0,294
	29	I.04.2.I2.I	40	ТП.I6-TIPK.04	3	0,258
				ТП.25-TIPK.04	3	
	30	I.04.3.I2.2	40	КСк4-II-02ХЛ3А	3	0,258
				КСк4-I2-02ХЛ3А	3	

Продолжение табл.4.I

Основное оборудование	Туб					
	Номер	Индекс	Расход воздуха, тыс. м³/ч	Теплообменник		Вместимость, м³
				Тип (индекс)	Количество, шт.	
КТПА - 63	3I	I.06.I.08.3	63	ВН06.I02I3	4	0,3226
	32	I.06.2.08.3	63	ТП.I6-TIPK.04	8	0,24
	33	I.06.3.08.3	63	КСк4-II-02ХЛ3А	8	0,232
	34	I.06.3.08.4	63	КСк4-II-02ХЛ3А	8	0,232
	35	I.06.I.09.3	63	ВН06.I0II3	I	0,3629
				ВН06.I02I3	4	
	36	I.06.2.09.3	63	ТП.I6-TIPK.03	I2	0,276
	37	I.06.3.09.3	63	КСк3-II-02ХЛ3А	I2	0,276
	38	I.06.3.09.4	63	КСк3-II-02ХЛ3А	I2	0,276
	39	I.06.I.I2.3	63	ВН06.I02I3	6	0,4839
	40	I.06.I.I2.4	63	ТП.I6-TIPK.04	I2	0,36

Продолжение табл. 4.I

Основное оборудование	Номер	Индекс	Расход воздуха, тыс. м³/ч	Теплообменник		Вместимость, м³
				Тип (индекс)	Количество, шт.	
КТЦ2А-63	4I	I.06.3.I2.3	63	КСк4-II-02ХЛ3А	I2	0,348
	42	I.06.3.I2.4	63	КСк4-II-02ХЛ3А	I2	0,348
КТЦ2А-80	43	I.08.I.08.4	80	ВН08.I02I3	4	0,4032
	44	I.08.2.08.3	80	ТП.I6-TIРК.04	4	0,304
				ТП.25-TIРК.04	4	
	45	I.08.3.08.3	80	КСк4-II-02ХЛ3А	4	0,288
				КСк4-I2-02ХЛ3А	4	
	46	I.08.3.08.4	80	КСк4-II-02ХЛ3А	4	0,288
				КСк4-I2-02ХЛ3А	4	
	47	I.08.I.09.4	80	ВН08.I0II3	I	0,4536
				ВН08.I02I3	4	

Продолжение табл.4.I

Основное оборудование	Номер	ТУБ				
		Индекс	Расход воздуха, тыс. м³/ч	Теплообменник		Вместимость, м³
				Тип (индекс)	Количество, шт.	
КТЦ2А-80	48	I.08.2.09.3	80	ТП.I6-TIPK.03	6	0,348
				ТП.25-TIPK.03	6	
	49	I.08.3.09.3	80	КСк3-II-02ХЛ3А	6	0,348
				КСк3-I2-02ХЛ3А	6	
	50	I.08.3.09.4	80	КСк3-II-02ХЛ3А	6	0,348
				КСк3-I2-02ХЛ3А	6	
	5I	I.08.I.I2.4	80	ВН08.I02I3	6	0,6048
	52	I.08.2.I2.3	80	ТП.I6-TIPK.04	6	0,456
				ТП.25-TIPK.04	6	
	53	I.08.3.I2.4	80	КСк4-II-02ХЛ3А	6	0,432
				КСк4-I2-02ХЛ3А	6	

Продолжение табл. 4.I

Основное оборудование	Номер	Индекс	Расход воздуха, тыс. м³/ч	Теплообменник: Тип (индекс)	Теплообменник: Количество, шт.	Вместимость, м³
				ТУБ		
КПИ2А - I25	54	I.I2.I.08.4	I25	ВНI2.I02I3	4	0,6452
	55	I.I2.2.08.5	I25	ТП.I6-TIPK.04	I6	0,48
	56	I.I2.3.08.5	I25	КСк4-II-02ХЛ3А	I6	0,464
	57	I.I2.3.08.4	I25	КСк4-II-02ХЛ3А	I6	0,464
	58	I.I2.I.09.4	I25	ВНI2.I0II3	I	0,7259
				ВНI2.I02I3	4	
	59	I.I2.2.09.5	I25	ТП.I6-TIPK.03	24	0,552
	60	I.I2.3.09.5	I25	КСк3-II-02ХЛ3А	24	0,552
	6I	I.I2.3.09.4	I25	КСк3-II-02ХЛ3А	24	0,552
	62	I.I2.I.I2.4	I25	ВНI2.I02I3	6	0,9678
	63	I.I2.2.I2.5	I25	ТП.I6-TIPK.04	24	0,72
	64	I.I2.3.I2.4	I25	КСк4-II-02ХЛ3А	24	0,696

21855-01

Инв. № подп.	Подпись и дата	Взамен. инв. №

Таблица 4.2

ВМЕСТИМОСТЬ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННЫХ БЛОКОВ НА БАЗЕ ПРИТОЧНЫХ КАМЕР 2ПК

Основное оборудование	Т У Б					
	Номер	Индекс	Расход воздуха, тыс. $м^3/ч$	Теплообменник		Вместимость, $м^3$
				Тип (индекс)	Количество, шт	
2ПК10	01	2.01.3.08.1	10	КСк4-10-02.ХЛЗА	4	0,044
	02	2.01.3.08.2	10	КСк4-10-02.ХЛЗА	4	0,044
	03	2.01.4.08.1	10	КВБ 10Б-ПУЗ	4	0,04
	04	2.01.4.08.2	10	КВБ 10Б-ПУЗ	4	0,04
	05	2.01.3.09.1	10	КСк3-10-02 ХЛЗА	6	0,054
	06	2.01.3.09.2	10	КСк3-10-02 ХЛЗА	6	0,054
	07	2.01.4.09.1	10	КВС 10Б-ПУЗ	6	0,042
	08	2.01.4.09.2	10	КВС 10Б-ПУЗ	6	0,042
	09	2.01.3.12.1	10	КСк4-10-02 ХЛЗА	6	0,066
	10	2.01.3.12.2	10	КСк4-10-02 ХЛЗА	6	0,066
	11	2.01.4.12.1	10	КВБ 10Б-ПУЗ	6	0,06
	12	2.01.4.12.2	10	КВБ 10Б-ПУЗ	6	0,06
2ПК20	13	2.02.2.08.1	20	ТП.05-ТIРК.04	6	0,072
	14	2.02.3.08.2	20	КСк4-10-02 ХЛЗА	6	0,066
	15	2.02.4.08.2	20	КВБ 10Б-ПУЗ	6	0,06
	16	2.02.2.09.1	20	ТП.05-ТIРК 03	9	0,081
	17	2.02.3.09.2	20	КСк3-10-02ХЛЗА	9	0,081

21855-01 104

Продолжение табл. 4.2

Основное оборудование	ТУБ					
	Номер	Индекс	Расход воздуха, тыс. м³/ч	Теплообменник		Вместимость, м³
				Тип (индекс)	Количество, шт.	
2ПК20	I8	2.02.4.09.2	20	КВС IОБ-ПУЗ	9	0,063
	I9	2.02.2.I2.I	20	ТП.05-7IРК.04	9	0,I08
	20	2.02.3.I2.2	20	КСк4-I0-02 ХЛЗА	9	0,099
	2I	2.02.4.I2.2	20	КВБ IОБ-ПУЗ	9	0,09
2ПК3I,5	22	2.03.3.08.I	3I,5	КСк4-I2-02 ХЛЗА	2	0,086
	23	2.03.4.08.I	3I,5	КВБ I2Б-ПУЗ	2	0,I02
	24	2.03.2.09.I	3I,5	ТП.25-ТIРК.03	3	0,I05
	25	2.03.2.09.I	3I,5	КСк3-I2-02 ХЛЗА	3	0,I05
	26	2.03.4.09.I	3I,5	КВС I2Б-ПУЗ	3	0,I05
	27	2.03.3.I2.I	3I,5	КСк4-I2-02 ХЛЗА	3	0,I29
	28	2.03.4.I2.I	3I,5	КВБ I2Б-ПУЗ	3	0,I53
2ПК40	29	2.04.2.08.I	40	ТП.I6-ТIРК.04 ТП.25-ТIРК.04	2 2	0,I52
	30	2.04.3.08.I	40	КСк4-II-02ХЛЗА КСк4-I2-02ХЛЗА	2 2	0,I44

21855-01 105

Продолжение табл. 4.2

Основное оборудование	Номер	Индекс	Расход воздуха, тыс. м3/ч	Теплообменник: Тип (индекс)	Теплообменник: Количество, шт.	Вместимость, м3
2ПК40	31	2.04.3.08.2	40	КСк4-II-02 ХЛ3А КСк4-I2-02 ХЛ3А	2 2	0,I44
	32	2.04.4.08.I	40	КВБ IIБ-ПУ3 КВБ I2Б-ПУ3	2 2	0,I64
	33	2.04.4.08.2	40	КВБ IIБ-ПУ3 КВБ I2Б-ПУ3	2 2	0,I64
	34	2.04.2.09.I	40	ТП.I6-TIPK 03 ТП.25-TIPK 03	3 3	0,I74
	35	2.04.3.09.2	40	КСк3-II-02ХЛ3А КСк3-I2-02ХЛ3А	3 3	0,I74
	36	2.04.4.09.I	40	КВС IIБ-ПУ3 КВС I2Б-ПУ3	3 3	0,I74
	37	2.04.4.09.2	40	КВС IIБ-ПУ3 КВС I2Б-ПУ3	3 3	0,I74

Продолжение табл. 4.2

Основное оборудование	Номер	Индекс	Расход воздуха, тыс. м³/ч	ТУБ: Теплообменник: Тип (индекс)	ТУБ: Теплообменник: Количество, шт.	ТУБ: Вместимость, м³
2ПК40	38	2.04.2.I2.I	40	ТП.I6-TIPK.04 ТП.25-TIPK.04	3 3	0,228
	39	2.04.3.I2.2	40	КСк4-II-02-ХЛ3А КСк4-I2-02-ХЛ3А	3 3	0,2I6
	40	2.04.4.I2.I	40	КВБ IIБ-ПУ3 КВБ I2Б-ПУ3	3 3	0,246
	4I	2.04.4.I2.2	40	КВБ IIБ-ПУ3 КВБ I2Б-ПУ3	3 3	0,246
2ПК63	42	2.06.2.08.I	63	ТП.25-TIPK04	4	0,I84
	43	2.06.3.08.2	63	КСк4-I2-02ХЛ3А	4	0,I72
	44	2.06.4.08.I	63	КВБ I2Б-ПУ3	4	0,204
	45	2.06.2.09.I	63	КВБ I2Б-ПУ3	4	0,204
	46	2.06.2.09.I	63	ТП.25-TIPK.03	6	0,2I
	47	2.06.2.09.2	63	ТП.25-TIPK.03	6	0,2I
	48	2.06.3.09.2	63	КСк3-I2-02ХЛ3А	6	0,2I
	49	2.06.4.09.2	63	КВС I2Б-ПУ3	6	0,2I

Продолжение табл. 4.2

Основное оборудование	ТУБ					
	Номер	Индекс	Расход воздуха, тыс. м³/ч	Теплообменник		Вместимость, м³
				Тип (индекс)	Количество, шт	
2ПКВО	50	2.06.2.I2.I	63	ТП.25-ТIРК.04	6	0,276
	5I	2.06.3.I2.2	63	КСк4-I2-02 ХЛ3А	6	0,258
	52	2.06.4.I2.2	63	КВБ-I2Б-ПУ3	6	0,306
	53	2.08.2.08.3	80	ТП.I6-ТIРК.04 ТП.25-ТIРК.04	4 4	0,304
	54	2.08.3.08.3	80	КСк4-II-02 ХЛ3А КСк4-I2-02 ХЛ3А	4 4	0,288
	55	2.08.3.08.4	80	КСк4-II-02 ХЛ3А КСк4-I2-02 ХЛ3А	4 4	0,288
	56	2.08.4.08.3	80	КВБ IIБ-ПУ3 КВБ I2Б-ПУ3	4 4	0,328
	57	2.08.2.09.3	80	ТП.I6-ТIРК.03 ТП.25-ТIРК.03	6 6	0,348
	58	2.08.3.09.4	80	КСк3-II-02 ХЛ3А КСк3-I2-02 ХЛ3А	6 6	0,348

Продолжение табл.4.2

Основное оборудование	ТУБ					
	Номер	Индекс	Расход воздуха, тыс. м³/ч	Теплообменник		Вместимость, м³
				Тип (индекс)	Количество, шт.	
2ПК80	59	2.08.4.09.3	80	КВС IIБ-ПУЗ КВС I2Б-ПУЗ	6 6	0,348
	60	2.08.4.09.4	80	КВС IIБ-ПУЗ КВС I2Б-ПУЗ	6 6	0,348
	6I	2.08.2.I2.3	80	ТП.I6-ТIРК.04 ТП.25-ТIРК.04	6 6	0,456
	62	2.08.3.I2.4	80	КСк4-I2-02 ХЛЗА КСк4-I2-02 ХЛЗА	6 6	0,432
	63	2.08.4.I2.3	80	КВБ IIБ-ПУЗ КВБ I2Б-ПУЗ	6 6	0,492
2ПКI25	64	2.I2.2.08.3	I25	ТП.I6-ТIРК.04 ТП.25-ТIРК.04	4 8	0,488
	65	2.I2.3.08.4	I25	КСк4-II-02 ХЛЗА КСк4-I2-02 ХЛЗА	4 8	0,46

904-02-26.86

21855-01

109

Лист 94

Продолжение табл. 4.2

Основное оборудование	ТУБ					
	Номер	Индекс	Расход воздуха, тыс. м3/ч	Теплообменник		Вместимость, м3
				Тип (индекс)	Количество, шт.	
2ПКI25	66	2.I2.4.08.4	I25	КВБ IIБ-ПУЗ КВБ I2Б-ПУЗ	4 8	0,532
	67	2.I2.2.09.3	I25	ТП.I6-TI.РК.03 ТП.25-TI.РК.03	6 I2	0,558
	68	2.I2.3.09.4	I25	КСк3-II-02 ХЛЗА КСк3-I2-02 ХЛЗА	6 I2	0,558
	69	2.I2.4.09.4	I25	КВС IIБ-ПУЗ КВС I2Б-ПУЗ	6 I2	0,558
	70	2.I2.2.I2.3	I25	ТП.I6-TI.РК.04 ТП.25-TI.РК.04	6 I2	0,732
	7I	2.I2.3.I2.4	I25	КСк4-II-02 ХЛЗА КСк4-I2-02 ХЛЗА	6 I2	0,69
	72	2.I2.4.I2.4	I25	КВБ IIБ-ПУЗ КВБ I2Б-ПУЗ	6 I2	0,798

21855-01

110

Таблица 4.3

ВМЕСТИМОСТЬ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННЫХ БЛОКОВ НА БАЗЕ КОНДИЦИОНЕРОВ-УТИЛИЗАТОРОВ КТЦ2А

Основное оборудование	Т У Б					
	Номер	Индекс	Расход воздуха, тыс. $м^3/ч$	Теплообменник		Вместимость, $м^3$
				Тип (индекс)	Количество, шт	
КТЦ2А-10	01	3.01.1.08.1	10	БТ401.03043	1	0,0488
				ВН01.10213	2	
	02	3.01.1.09.1	10	БТ401.03043	1	0,0549
				ВН01.10113	1	
				ВН01.10213	2	
	03	3.01.1.12.1	10	БТ401.03043	1	0,0732
				ВН01.10213	4	
КТЦ2А-20	04	3.02.1.08.1	20	БТ402.03043	1	0,0976
				ВН02.10213	2	
	05	3.02.1.09.1	20	БТ402.03043	1	0,1098
				ВН02.10113	1	
				ВН02.10213	2	

21855-01

111

Продолжение табл.4.3

Основное оборудование	ТУБ					
	Номер	Индекс	Расход воздуха, тыс. м³/ч	Теплообменник		Вместимость, м³
				Тип (индекс)	Количество, шт.	
КТЦ2А-20	06	3.02.I.I2.I	20	БТ402.03043	I	0,I464
				ВН02.I02I3	4	
КТЦ2А-20	07	3.03.I.08.I	3I,5	БТ403.03043	I	0,I568
				ВН03.I02I3	2	
КТЦ2А-40	08	3.04.I.08.2	40	БТ404.03043	I	0,I96
				ВН04.I02I3	2	
	09	3.04.I.09.2	40	БТ404.03043	I	0,2205
				ВН04.I0II3	I	
				ВН04.I02I3	2	
	I0	3.04.I.I2.2	40	БТ404.03043	I	0,294
				ВН04.I02I3	4	
КТЦ2А-63	II	3.06.I.08.3	63	БТ406.03043	I	0,3226
				ВН06.I02I3	2	

Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. №

904-02-26.86

21855-01 1/2

Лист 97

Продолжение табл.4.3

Основное оборудование	ТУБ					
	Номер	Индекс	Расход воздуха, тыс. м³/ч	Теплообменник		Вместимость, м³
				Тип (индекс)	Количество, шт	
КШ24-63 КШ24-80	I2	3.06.I.09.3	63	БТ406.03043 ВН06.I0II3 ВН06.I02I3	I I 2	0,3629
	I3	3.06.I.I2.3	63	БТ406.03043 ВН06.I02I3	I 4	0,4839
	I4	3.08.I.08.4	80	БТ408.03043 ВН08.I02I3	I 2	0,4032
	I5	3.08.I.09.4	80	БТ408.03043 ВН08.I0II3 ВН08.I02I3	I I 2	0,4536

Продолжение табл.4.3

Основное оборудование	ТУБ					
	Номер	Индекс	Расход воздуха, тыс. м³/ч	Теплообменник		Вместимость, м³
				Тип (индекс)	Количество, шт.	
КТЦ2А-80	I6	3.08.I.I2.4	80	БТ408.03043	I	0,6048
				ВН08.I02I3	4	
КТЦ2А-I25	I7	3.I2.I.08.4	I25	БТ4I2.03043	I	0,6452
				ВНI2.I02I3	2	
	I8	3.I2.I.09.4	I25	БТ4I2.03043	I	0,7259
				ВНI2.I0II3	I	
				ВНI2.I02I3	2	
	I9	3.I2.I.I2.4	I25	БТ4I2.03043	I	0,9678
				ВНI2.I02I3	4	

Таблица 5

ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ НА ТРЕНИЕ В ТРУБОПРОВОДАХ НА I м, Па/м^2 (кгс/м^2)

Скорость движения теплоносителя, м/с	Диаметр трубопровода, мм					
	32	40	50	70	I02	I50
0,5	200 / 20,39	II9,I / I2,I4	II0,I77 / II,23	72,3 / 7,37	46,I / 4,7	26,8 / 2,73
0,7	373,8 / 38,II	277,2 / 28,26	204,2 / 20,82	I33,4 / I3,6	84,6 / 8,625	50,6 / 5,I55
I,0	725 / 73,9	535,9 / 54,63	404,9 / 4I,28	259,5 / 26,45	I63,7 / I6,69	99,3 / I0,I2
I,2	I0I8,3 / I03,8	750 / 76,47	548,8 / 55,94	367,5 / 37,46	23I,5 / 23,6	I40 / I4,275
I,5	I527,4 / I55,7	II55,6 / II7,8	944 / 86,04	555 / 56,58	354,3 / 36,I2	209,9 / 2I,395
2,0	2639 / 269	I965 / 200,3	I476,8 / I50,54	952,7 / 97,I2	607,3 / 6I,9I	365,2 / 37,23

ПРИМЕЧАНИЯ: I. В числителе приведены значения в СИ, в знаменателе - в системе единиц МКГСС.

2. Потери давления даны для промежуточного теплоносителя водного раствора хлористого кальция.

Таблица 6

КОЭФФИЦИЕНТ $C_ж$ ДЛЯ РАСЧЕТА ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ ПО ТЕПЛОНОСИТЕЛЮ (раствор $CdCl_2$) ДЛЯ ТП и ВН

Тип теплообменника	Индекс		Коэффициент $C_ж$	
			$(Па \cdot с^2)/м^4$	$(кг \cdot с^2)/м^2$
Теплоутилизатор рекуперативный для систем с промежуточным теплоносителем ТП	ТП.05-ТПРК.03		I2033	I227
	ТП.05-ТПРК.04		I2222	I246
	ТП.I6-ТПРК.03		2375I	242I
	ТП.I6-ТПРК.04		28539	2909
	ТП.25-ТПРК.03		39060	3982
	ТП.25-ТПРК.04		50526	5I50
Базовый теплообменник типовых центральных кондиционеров КТЦ2А (без обводного канала) ВН	Н = I м Б = 0,828 м	однорядный двухрядный	II78I 24633	I20I 25II
	Н = I м Б = I,655 м	однорядный двухрядный	I5246 28224	I554 2877
	Н = I,25 м Б = 0,828 м	однорядный двухрядный	I3734 27594	I400 28I3
	Н = I,25 м Б = I,655 м	однорядный двухрядный	I9788 33705	20I7 3436
	Н = I,5 м Б = I,655 м	однорядный двухрядный	2I924 4I958	2235 4277
	Н = 2 м Б = I,655 м	однорядный двухрядный	28476 55692	2903 5677

Инв.№подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

Таблица 7

КОЭФФИЦИЕНТ $C_ж$ ДЛЯ РАСЧЕТА ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ ПО ТЕПЛОНОСИТЕЛЮ (раствор $CaCl_2$) ДЛЯ КСк3, КСк4, КВСБ-ПУЗ и КВББ-ПУЗ

Тип теплообменника	Индекс	Коэффициент Сж	
		$(Па \cdot с^2)/м^4$	$(кг \cdot с^2)/м^4$
Воздухонагреватель биметаллический со спирально-накатным оребрением	КСк3-I0-02ХЛ3А	2I420	2I83
	КСк3-II-02ХЛ3А	44730	4560
	КСк3-I2-02ХЛ3А	8360I	8522
КСк3	КСк4-I0-02ХЛ3А	22554	2299
	КСк4-II-02ХЛ3А	48384	4932
КСк4	КСк4-I2-02ХЛ3А	926I0	9440
Калорифер стальной пластинчатый КВСБ-ПУЗ	КВС I0Б-ПУЗ	24I92	2466
	КВС IIБ-ПУЗ	25830	2633
	КВС I2Б-ПУЗ	40824	4I6I
КВББ-ПУЗ	КВБ I0Б-ПУЗ	25578	2607
	КВБ IIБ-ПУЗ	27279	278I
	КВБ I2Б-ПУЗ	45I7I	4605

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взамен инв.№

Таблица 8

ГРАНИЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ ОТНОСИТЕЛЬНОЙ ВЛАЖНОСТИ УДАЛЯЕМОГО ВОЗДУХА $\varphi_{сух}$, %

$t_{вн2}$, °С	$t_{вн1}$, °С			
	- 20	- 30	- 40	- 50
I8	26	I7,7	II,7	8,7
25	22	I5,4	I0	7
50	II,5	8,7	5,7	4

Таблица 9

КОЭФФИЦИЕНТЫ e_d И b_d

Средняя температура воздуха, °С	e_d	b_d
(- I0) - (-I5) и менее	I,7	0,I4
(- 5) - (-I0)	2,5	0,I6
0 - (- 5)	3,7	0,24
0 - 5	3,78	0,352
5 - I0	3,36	0,437
I0 - I5	I,73	0,6I5
I5 - 20	- I,899	0,84
20 - 25	- 9,I5	I,2
25 - 30	- I5,96	I,48

Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. №

Таблица I0

КОЭФФИЦИЕНТЫ e, кДж/кг, и $C_{нас}$, кДж/(кг.°С)

Средняя температура промежуточного теплоносителя, °С	Температура замерзания промежуточного теплоносителя, °С				
	раствор хлористого кальция				вода
	- I0	- 20	- 30	- 40	0
(-20)-(-I5)	4,2I6 / I,I3	3,8I4 / I,II4	3,429 / I,I0I	3,035 / I,093	- / -
(-I5)-(-I0)	5,99 / I,235	5,48 / I,2I8	4,953 / I,I93	4,354 / I,I72	- / -
(-I0)-(-5)	7,6I / I,377	6,942 / I,344	6,544 / I,336	5,5I4 / I,277	- / -
(-5)- 0	8,89 / I,708	8,I26 / I,574	7,352 / I,495	6,46 / I,457	- / -
0 - 5	8,86 / I,804	8,08 / I,737	7,302 / I,667	6,423 / I,587	9,42 / I,884
5 - I0	7,268 / I,8I7	6,636 / I,976	5,995 / I,88	5,28 / I,775	8,374 / 2,093
I0 - I5	3,542 / 2,428	3,236 / 2,302	2,922 / 2,I77	2,562 / 2,039	4,3I2 / 2,537
I5 - 20	-3,843 / 2,9I	-3,496 / 2,742	-3,I44 / 2,575	-2,768 / 2,386	-4,73I / 3,084
20 - 25	-20,22 / 3,722	-I8,463 / 3,475	-I6,688 / 3,242	I4,683 / 2,973	-22,82 / 4,0II
25 - 30	-37,539 / 4,404	-34,306 / 4,I03	-30,98 / 3,806	-27,2I / 3,47I	-39,77 / 4,69

ПРИМЕЧАНИЕ: В числителе приведено значение коэффициента e, ..

в знаменателе - $C_{нас}$.

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взамен инв.№

Таблица II

ПАРАМЕТРЫ F_0' ДЛЯ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННЫХ БЛОКОВ ПРИ W = I

Расход воздуха, тыс. м3/ч, $L_{ном}$	Число рядов трубок по ходу воздуха	Тип обвязки ТУБ по теплоносителю													
		2,4							I, 3, 5						
		Относительный расход воздуха, $\bar{L}_в$							Относительный расход воздуха, $\bar{L}_в$						
		0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0	0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0
		ТУБ на базе 2ПК с ТП-03													
I0	6	0,75	0,6I	0,52	0,45	0,4I	0,38	0,35	0,85	0,67	0,59	0,56	0,56	0,54	0,52
	9	I,I3	0,92	0,79	0,69	0,6I	0,57	0,52	I,27	I,0	0,85	0,82	0,85	0,82	0,78
	I2	I,5	I,22	I,04	0,92	0,82	0,76	0,47	I,7	I,33	I,I7	I,I3	I,I3	I,09	I,04
20	6	0,64	0,52	0,45	0,34	0,34	0,34	0,34	0,75	0,72	0,67	0,6I	0,59	0,56	0,53
	9	0,96	0,79	0,67	0,59	0,52	0,52	0,5I	I,I3	I,08	I,0	0,92	0,89	0,84	0,8
	I2	I,27	I,04	0,89	0,79	0,69	0,68	0,68	I,5	I,44	I,33	I,22	I,I7	I,I2	I,07
3I,5	6	0,67	0,54	0,45	0,45	0,45	0,43	0,42	0,67	0,54	0,45	0,45	0,45	0,44	0,42
	9	I,0	0,79	0,67	0,67	0,66	0,64	0,63	I,0	0,79	0,67	0,67	0,66	0,64	0,63
	I2	I,33	I,04	0,92	0,89	0,88	0,86	0,84	I,33	I,04	0,92	0,89	0,88	0,86	0,84
40	6	0,75	0,64	0,52	0,47	0,45	0,45	0,45	0,85	0,72	0,69	0,67	0,6I	0,59	0,57
	9	I,I3	0,92	0,79	0,69	0,67	0,67	0,67	I,27	I,08	I,04	I,0	0,92	0,88	0,85
	I2	I,5	I,22	I,04	0,92	0,9	0,9	0,9	I,7	I,44	I,44	I,33	I,27	I,2	I,I4

Продолжение табл. II

Расход воздуха, тыс. м3/ч, $L_{ном}$	Число рядов трубок по ходу воздуха	Тип обвязки ТУБ по теплоносителю													
		2,4							I, 3, 5						
		Относительный расход воздуха, $\bar{z}_в$							Относительный расход воздуха, $\bar{z}_в$						
		0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0	0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0
63	6	0,67	0,54	0,45	0,45	0,45	0,44	0,42	0,72	0,72	0,64	0,6I	0,56	0,54	0,52
	9	I,0	0,79	0,67	0,67	0,67	0,65	0,63	I,08	I,08	0,96	0,92	0,85	0,82	0,78
	I2	I,33	I,04	0,92	0,89	0,85	0,85	0,84	I,5	I,44	I,33	I,22	I,I3	I,I	I,04
80	6	0,75	0,6I	0,52	0,47	0,45	0,45	0,45	0,85	0,72	0,69	0,67	0,6I	0,59	0,57
	9	I,I3	0,92	0,79	0,69	0,67	0,67	0,67	I,27	I,08	I,04	I,0	0,92	0,88	0,85
	I2	I,5	I,22	I,04	0,92	0,9	0,9	0,9	I,7	I,44	I,44	I,33	I,27	I,2	I,I4
I25	6	0,79	0,6I	0,54	0,47	0,45	0,45	0,45	0,93	0,87	0,8	0,74	0,7	0,64	0,63
	9	I,I7	0,92	0,79	0,69	0,68	0,68	0,68	I,39	I,3I	I,2	I,II	I,04	I,0	0,95
	I2	I,56	I,22	I,08	0,96	0,9	0,9	0,9	I,85	I,75	I,6	I,48	I,4	I,33	I,26
		ТУБ на базе 2ПК с ТП-04													
I0	8	0,82	0,67	0,56	0,52	0,45	0,42	0,39	0,92	0,75	0,64	0,56	0,52	0,52	0,52
	I2	I,22	I,0	0,85	0,75	0,69	0,64	0,59	I,38	I,I3	0,96	0,85	0,79	0,79	0,78
	I6	I,63	I,33	I,I3	I,0	0,92	0,85	0,78	I,86	I,5	I,27	I,I3	I,04	I,04	I,04
20	8	0,72	0,56	0,49	0,43	0,34	0,34	0,33	0,82	0,67	0,67	0,64	0,59	0,57	0,55
	I2	I,08	0,85	0,72	0,64	0,59	0,55	0,5	I,22	I,0	I,0	0,96	0,89	0,86	0,82
	I6	I,44	I,I3	0,96	0,85	0,79	0,72	0,66	I,63	I,38	I,33	I,27	I,I7	I,I3	I,09

Продолжение табл. II

Расход воздуха, тыс. м3/ч, $L_{ном}$	Число рядов трубок по ходу воздуха	Тип обвязки ТУБ по теплоносителю													
		2,4							I, 3, 5						
		Относительный расход воздуха, $\bar{L}_в$							Относительный расход воздуха, $\bar{L}_в$						
		0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0	0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0
3I,5	8	0,72	0,59	0,52	0,45	0,43	0,43	0,43	0,72	0,59	0,52	0,45	0,43	0,43	0,43
	I2	I,08	0,89	0,75	0,67	0,64	0,64	0,64	I,08	0,89	0,75	0,67	0,64	0,64	0,64
	I6	I,5	I,I7	I,0	0,89	0,86	0,86	0,86	I,5	I,I7	I,0	0,89	0,86	0,86	0,86
40	8	0,85	0,67	0,59	0,52	0,47	0,45	0,42	0,92	0,75	0,67	0,67	0,64	0,6I	0,58
	I2	I,5	I,04	0,89	0,79	0,69	0,66	0,63	I,38	I,I3	I,0	I,0	0,96	0,92	0,88
	I6	I,7	I,38	I,I7	I,04	0,92	0,88	0,85	I,86	I,5	I,38	I,33	I,27	I,22	I,I7
63	8	0,72	0,59	0,52	0,45	0,43	0,43	0,43	0,82	0,67	0,67	0,6I	0,59	0,57	0,54
	I2	I,08	0,89	0,75	0,67	0,64	0,64	0,64	I,22	I,0	I,0	0,92	0,89	0,84	0,8
	I6	I,5	I,I7	I,0	0,89	0,86	0,86	0,86	I,63	I,38	I,33	I,27	I,I7	I,I3	I,08
80	8	0,85	0,69	0,59	0,52	0,47	0,45	0,42	0,92	0,75	0,67	0,67	0,64	0,6I	0,58
	I2	I,27	I,04	0,89	0,79	0,69	0,66	0,63	I,38	I,I3	I,0	I,0	0,96	0,92	0,88
	I6	I,7	I,38	I,I7	I,04	0,92	0,88	0,85	I,86	I,5	I,38	I,33	I,27	I,22	I,I7
I25	8	0,85	0,69	0,59	0,52	0,47	0,45	0,42	0,99	0,87	0,84	0,76	0,72	0,68	0,65
	I2	I,27	I,04	0,89	0,79	0,72	0,67	0,63	I,48	I,3	I,26	I,I4	I,07	I,02	0,97
	I6	I,7	I,38	I,I7	I,04	0,96	0,9	0,85	I,98	I,74	I,68	I,52	I,43	I,36	I,3

Продолжение табл. II

Расход воздуха, тыс. м3/ч, $L_{ном}$	Число рядов трубок по ходу воздуха	Тип обвязки ТУБ по теплоносителю													
		2,4							I, 3, 5						
		Относительный расход воздуха, $\bar{L}$ в							Относительный расход воздуха, $\bar{L}$ в						
		0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0	0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0
		ТУБ на базе 2ПК с КСк 8													
I0	6	I,I7	0,92	0,96	0,89	0,85	0,8	0,76	I,56	I,33	I,2	I,08	I,04	0,97	0,9I
	9	I,7	I,44	I,44	I,33	I,27	I,2	I,I3	2,33	2,03	I,78	I,63	I,56	I,44	I,36
	I2	2,33	I,86	I,94	I,78	I,7	I,6	I,5I	3,I7	2,7	2,45	2,23	2,03	I,92	I,82
20	6	0,96	0,96	0,89	0,82	0,75	0,72	0,68	I,56	I,33	I,I7	I,04	0,96	0,9I	0,86
	9	I,44	I,44	I,33	I,22	I,I3	I,07	I,02	2,33	I,84	I,78	I,56	I,44	I,37	I,29
	I2	I,94	I,94	I,78	I,63	I,5	I,43	I,36	3,I7	2,7	2,33	2,I25	I,94	I,83	I,72
3I,5	6	0,92	0,92	0,85	0,79	0,72	0,69	0,66	0,92	0,92	0,85	0,79	0,72	0,69	0,66
	9	I,38	I,38	I,27	I,I7	I,08	I,00	0,99	I,38	I,38	I,27	I,I7	I,08	I,04	0,99
	I2	I,86	I,86	I,7	I,56	I,44	I,38	I,32	I,86	I,86	I,7	I,56	I,44	I,38	I,32
40	6	I,08	0,92	0,92	0,85	0,79	0,7	0,72	I,5	I,27	I,I3	I,04	I,0	0,93	0,87
	9	I,63	I,38	I,38	I,27	I,22	I,I5	I,09	2,33	I,94	I,7	I,56	I,5	I,4	I,3I
	I2	2,23	I,86	I,86	I,7	I,63	I,54	I,45	3,0	2,57	2,33	2,I25	I,94	I,84	I,74
63	6	0,92	0,92	0,85	0,79	0,72	0,68	0,65	I,33	I,I7	I,04	0,96	0,89	0,84	0,78
	9	I,38	I,38	I,27	I,I7	I,08	I,03	0,98	2,03	I,78	I,56	I,44	I,33	I,25	I,I7
	I2	I,86	I,86	I,7	I,56	I,44	I,38	I,3I	2,7	2,33	2,03	I,86	I,78	I,67	I,56

Продолжение табл. II

Расход воздуха, тыс. м3/ч, $L_{ном}$	Число рядов трубок по ходу воздуха	Тип обвязки ТУБ по теплоносителю													
		2,4							I, 3, 5						
		Относительный расход воздуха, $\bar{Z}_в$							Относительный расход воздуха, $\bar{Z}_в$						
		0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0	0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0
80	6	I,I3	0,92	0,92	0,85	0,79	0,76	0,72	I,5	I,27	I,I7	I,04	I,0	I,93	0,87
	9	I,63	I,38	I,38	I,27	I,22	I,I5	I,09	2,33	I,78	I,7	I,56	I,5	I,39	I,3I
	I2	2,23	I,86	I,86	I,7	I,63	I,54	I,45	3,0	2,57	2,33	2,I25	I,94	I,84	I,74
I25	6	I,I3	0,92	0,92	0,85	0,82	I,78	0,73	I,69	I,44	I,28	I,I6	I,07	I,0I	0,95
	9	0,62	I,38	I,39	I,27	I,22	I,I7	I,I0	2,54	2,I6	I,92	I,74	I,6I	I,52	I,42
	I2	2,23	I,86	I,86	I,7	I,63	I,55	I,46	3,38	2,87	2,55	2,32	2,I5	2,04	I,9
ТУБ на базе 2ПК с КСк 4															
I0	8	I,38	I,08	0,96	I,0	0,96	0,93	0,89	I,56	I,5	I,38	I,27	I,22	I,I7	I,I
	I2	2,03	I,63	I,44	I,5	I,44	I,38	I,33	2,33	2,23	2,03	2,03	I,86	I,76	I,65
	I6	2,7	2,I25	I,7	I,94	I,94	I,9	I,77	3,I7	3,0	2,7	2,57	2,45	2,34	2,2
20	8	I,I7	0,96	I,0	0,92	0,89	0,85	0,82	I,78	I,5	I,38	I,27	I,22	I,I5	I,08
	I2	I,74	I,54	I,58	I,38	I,28	I,28	I,27	2,57	2,33	2,I25	I,94	I,78	I,7	I,62
	I6	2,33	I,94	I,94	I,86	I,78	I,7I	I,64	3,55	3,0	2,85	2,57	2,45	2,3	2,I6
3I,5	8	I,I3	0,92	0,96	0,92	0,85	0,83	0,8	I,I3	0,92	0,96	0,92	0,85	0,83	0,8
	I2	I,7	I,44	I,44	I,38	I,27	I,23	I,I9	I,7	I,44	I,44	I,38	I,27	I,23	I,I9
	I6	2,23	I,86	I,94	I,78	I,7	I,65	I,6	2,23	I,86	I,94	I,78	I,7	I,65	I,6

Продолжение табл. II

Расход воздуха, тыс. м3/ч, $L_{нот}$	Число рядов трубок по ходу воздуха	Тип обвязки ТУБ по теплоносителю													
		2,4							I, 3, 5						
		Относительный расход воздуха, $\bar{L}_в$							Относительный расход воздуха, $\bar{L}_в$						
		0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0	0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0
40	8	I,27	I,04	0,96	0,96	0,92	0,89	0,86	I,5	I,44	I,33	I,22	I,I7	I,I2	I,07
	I2	I,94	I,56	I,44	I,44	I,38	I,33	I,28	2,33	2,23	2,03	I,86	I,78	I,69	I,6
	I6	2,57	2,03	I,86	I,94	I,86	I,78	I,7I	3,0	2,85	2,7	2,45	2,45	2,3	2,I4
63	8	I,I3	0,92	0,96	0,92	0,85	0,83	0,8	I,5	I,33	I,22	I,I3	I,08	I,03	0,98
	I2	I,7	I,44	I,44	I,38	I,27	I,23	I,I9	2,33	2,03	I,86	I,7	I,63	I,55	I,46
	I6	2,23	I,86	I,94	I,78	I,7	I,65	I,6	3,0	2,7	2,45	2,33	2,I25	2,04	I,95
80	8	I,27	I,04	0,96	0,96	0,92	0,89	0,86	I,5	I,44	I,33	I,22	I,I7	I,I2	I,07
	I2	I,94	I,56	I,44	I,44	I,38	I,33	I,28	2,33	2,33	2,03	I,86	I,78	I,69	I,6
	I6	2,57	2,03	I,86	I,94	I,86	I,78	I,7I	3,0	2,85	2,7	2,45	2,33	2,24	2,I4
I25	8	I,33	I,04	0,92	0,96	0,92	0,9I	0,86	I,88	I,65	I,5	I,39	I,30	I,24	I,I8
	I2	I,94	I,56	I,38	I,44	I,38	I,34	I,29	2,82	2,48	2,25	2,08	I,95	I,86	I,77
	I6	2,57	2,I25	I,86	I,94	I,86	I,79	I,72	3,76	3,3	3,0	2,78	2,6	2,47	2,35
		ТУБ на базе 2ПК с КВСБ-ПУЗ													
I0	6	I,04	0,82	0,79	0,72	0,67	0,63	0,59	I,33	I,08	0,96	0,85	0,79	0,74	0,68
	9	I,56	I,22	I,I7	I,08	I,0	0,94	0,88	I,94	I,63	I,44	I,27	I,I7	I,09	I,0I
	I2	2,03	I,63	I,56	I,44	I,33	I,25	I,I8	2,7	2,23	I,94	I,7	I,56	I,45	I,35

Продолжение табл. II

Расход воздуха, тыс. м3/ч, $L_{ном}$	Число рядов трубок по ходу воздуха	Тип обвязки ТУБ по теплоносителю													
		2,4							1	I, 3, 5					
		Относительный расход воздуха, $\bar{L}_в$								Относительный расход воздуха, $\bar{L}_в$					
		0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0	0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0
20	6	0,85	0,79	0,69	0,64	0,59	0,55	0,5I	I,27	I,04	0,89	0,79	0,72	0,65	0,6I
	9	I,27	I,I7	I,04	0,96	0,89	0,83	0,77	I,94	I,56	I,33	I,I7	I,08	I,0	0,9I
	I2	I,7	I,56	I,44	I,27	I,I7	I,I	I,03	2,57	2,03	I,78	I,56	I,44	I,32	I,2I
3I,5	6	0,82	0,75	0,67	0,6I	0,56	0,52	0,48	0,82	0,75	0,67	0,6I	0,56	0,52	0,48
	9	I,22	I,I3	I,0	0,89	0,85	0,79	0,73	I,22	I,I3	I,0	0,89	0,82	0,79	0,73
	I2	I,63	I,5	I,33	I,22	I,I3	I,05	0,97	I,63	I,5	I,33	I,I7	I,I3	I,05	0,97
40	6	0,96	0,79	0,75	0,67	0,64	0,6	0,55	I,22	I,0	0,89	0,82	0,72	0,67	0,63
	9	I,44	I,I7	I,I3	I,0	0,96	0,9	0,83	I,86	I,56	I,33	I,22	I,08	I,0	0,95
	I2	I,94	I,56	I,5	I,38	I,22	I,I7	I,I	2,45	2,03	I,78	I,63	I,5	I,38	I,26
63	6	0,82	0,75	0,67	0,6I	0,56	0,52	0,48	I,08	0,92	0,79	0,69	0,64	0,6	0,55
	9	I,22	I,I3	I,0	0,89	0,85	0,79	0,73	I,63	I,38	I,I7	I,04	0,96	0,89	0,82
	I2	I,63	I,5	I,33	I,22	I,I3	I,05	0,97	2,23	I,78	I,56	I,38	I,27	I,I8	I,09
80	6	0,96	0,79	0,75	0,67	0,64	0,6	0,55	I,22	I,04	0,89	0,82	0,72	0,67	0,63
	9	I,44	I,I7	I,I3	I,0	0,96	0,9	0,83	I,86	I,56	I,33	I,22	I,08	I,03	0,95
	I2	I,94	I,56	I,5	I,38	I,22	I,I7	I,I	2,45	2,03	I,78	I,63	I,5	I,38	I,26

Продолжение табл. II

Расход воздуха, тыс. м3/ч, $L_{ном}$	Число рядов трубок по ходу воздуха	Тип обвязки ТУБ по теплоносителю													
		2,4							I, 3, 5						
		Относительный расход воздуха, $\bar{L}_в$							Относительный расход воздуха, $\bar{L}_в$						
		0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0	0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0
I25	6	0,96	0,75	0,72	0,67	0,6I	0,58	0,54	I,34	I,09	0,94	0,84	0,76	0,7	0,65
	9	I,44	I,I3	I,08	I,0	0,92	0,86	0,8I	2,0I	I,64	I,4I	I,25	I,I4	I,05	0,97
	I2	I,86	I,5	I,5	I,33	I,22	I,I5	I,08	2,68	2,I9	I,88	I,67	I,5I	I,4	I,3
		ТУБ на базе 2ПК с КВББ-ПУЗ													
I0	8	I,27	I,0	0,82	0,82	0,79	0,64	0,69	I,44	I,33	I,I3	I,04	0,96	0,89	0,82
	I2	I,94	I,5	I,22	I,22	I,I7	I,I	I,04	2,I25	I,94	I,7	I,56	I,44	I,33	I,23
	I6	2,57	I,94	I,63	I,63	I,56	I,47	I,39	2,85	2,57	2,33	2,03	I,86	I,75	I,64
20	8	I,08	0,82	0,82	0,75	0,69	0,65	0,6I	I,5	I,27	I,08	0,96	0,89	0,82	0,75
	I2	I,63	I,22	I,22	I,I3	I,04	0,98	0,92	2,33	I,86	I,63	I,44	I,33	I,26	I,2
	I6	2,I25	I,63	I,63	I,5	I,38	I,3	I,22	3,0	2,45	2,I25	I,94	I,78	I,63	I,49
3I,5	8	0,96	0,75	0,72	0,67	0,64	0,6	0,56	0,96	0,75	0,72	0,67	0,64	0,6	0,56
	I2	I,44	I,I3	I,08	I,0	0,96	0,9	0,83	I,44	I,I3	I,08	I,0	0,96	0,9	0,83
	I6	I,94	I,5	I,44	I,38	I,27	I,I9	I,II	I,94	I,5	I,44	I,34	I,27	I,I9	I,II
40	8	I,I7	0,89	0,75	0,75	0,72	0,67	0,63	I,27	I,22	I,04	0,96	0,89	0,82	0,75
	I2	I,78	I,33	I,I3	I,I3	I,08	I,0	0,95	I,94	I,78	I,56	I,44	I,33	I,23	I,I3
	I6	2,33	I,78	I,5	I,5	I,44	I,36	I,27	2,57	2,45	2,I25	I,94	I,78	I,65	I,5I

21855-01 127

Продолжение табл. II

Расход воздуха, тыс. м³/ч, $L_{тон}$	Число рядов трубок по ходу воздуха	Тип обвязки ТУБ по теплоносителю													
		2,4							I	I, 3, 5					
		Относительный расход воздуха, $\bar{L}_в$								Относительный расход воздуха, $\bar{L}_в$					
		0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0	I0,5	I0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	I2,0
63	8	0,96	0,75	0,72	0,67	0,64	0,6	0,56	I,22	I,04	0,92	0,82	0,75	0,7	0,65
	I2	I,44	I,I3	I,08	I,0	0,96	0,9	0,83	I,86	I,56	I,38	I,22	I,I3	I,05	0,98
	I6	I,94	I,5	I,44	I,38	I,27	I,I9	I,II	2,45	2,I25	I,86	I,63	I,5	I,4	I,3
80	8	I,I7	0,89	0,75	0,75	0,72	0,67	0,63	I,27	I,22	I,04	0,96	0,89	0,82	0,75
	I2	I,78	I,33	I,I3	I,I3	I,08	I,0	0,95	I,94	I,78	I,56	I,44	I,33	I,23	I,I3
	I6	2,33	I,78	I,5	I,5	I,44	I,36	I,27	2,57	2,45	2,I25	I,94	I,78	I,65	I,5I
I25	8	I,I7	0,89	0,75	0,72	0,69	0,65	0,62	I,56	I,29	I,I2	I,0	0,9I	0,84	0,78
	I2	I,7	I,33	I,I3	I,08	I,04	0,98	0,93	2,34	I,94	I,68	I,5	I,37	I,28	I,I8
	I6	2,33	I,78	I,5	I,44	I,38	I,3I	I,24	3,I2	2,58	2,24	2,0	I,82	I,7	I,57
		ТУБ на базе КТЦ 2А с ВН													
I0	8	I,33	I,04	I,0	I,04	I,0	0,95	0,9I	I,33	I,04	I,0	I,04	I,0	0,95	0,9I
	I0	I,63	I,33	I,27	I,27	I,22	I,I8	I,I4	I,63	I,33	I,27	I,27	I,22	I,I8	I,I4
	I2	I,94	I,56	I,5	I,56	I,5	I,43	I,36	I,94	I,56	I,5	I,56	I,5	I,43	I,36
20	8	I,63	I,5	I,38	I,33	I,22	I,I6	I,II	I,08	I,5	I,38	I,33	I,22	I,I6	I,II
	I0	2,03	I,94	I,78	I,63	I,5	I,45	I,39	2,03	I,94	I,78	I,63	I,5	I,45	I,39
	I2	2,45	2,33	2,I25	I,94	I,86	I,76	I,67	2,45	2,33	2,I25	I,94	I,86	I,76	I,67

Расход воздуха, тыс. м3/ч, $L_{ном}$	Число рядов трубок по ходу воздуха	Тип обвязки ТУБ по теплоносителю													
		2,4							I, 3, 5						
		Относительный расход воздуха, $\bar{L}_в$							Относительный расход воздуха, $\bar{L}_в$						
		0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0	0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0
31,5	8	I,94	I,7	I,5	I,44	I,33	I,26	I,2	I,94	I,7	I,5	I,44	I,33	I,26	I,2
	I0	2,45	2,I25	I,94	I,78	I,63	I,56	I,5	2,45	2,I25	I,94	I,78	I,63	I,56	I,5
	I2	2,85	2,57	2,33	2,I25	2,03	I,9I	I,8	2,85	2,57	2,33	2,I25	2,03	I,9I	I,8
40	8	I,38	I,38	I,22	I,22	I,I3	I,08	I,03	I,94	I,7	I,5	I,38	I,33	I,25	I,I8
	I0	I,78	I,78	I,5	I,5	I,44	I,36	I,29	2,45	2,I25	I,94	I,78	I,63	I,55	I,48
	I2	2,I25	2,I25	I,78	I,78	I,7	I,67	I,55	2,85	2,57	2,33	2,I25	I,94	I,86	I,78
63	8	I,94	I,7	I,44	I,38	I,33	I,26	I,2	2,23	I,94	I,7	I,56	I,5	I,4I	I,32
	I0	2,45	2,I25	I,78	I,78	I,63	I,56	I,5	2,85	2,45	2,I25	I,94	I,86	I,76	I,65
	I2	2,85	2,57	2,I25	2,I25	2,03	I,9I	I,8	3,35	2,85	2,57	2,33	2,23	2,I	I,98
80	8	I,44	I,44	I,22	I,22	I,I7	I,I	I,06	2,03	I,7	I,56	I,44	I,38	I,3	I,22
	I0	I,78	I,78	I,56	I,78	I,44	I,38	I,33	2,45	2,I25	I,94	I,78	I,7	I,63	I,52
	I2	2,I25	2,I25	I,86	2,I25	I,78	I,69	I,59	2,85	2,57	2,33	2,23	2,03	I,93	I,83
I25	8	I,94	I,7	I,44	I,44	I,33	I,26	I,2	2,23	I,94	I,7	I,56	I,5	I,4I	I,32
	I0	2,45	2,I25	I,78	I,78	I,63	I,56	I,5	2,85	2,45	2,I25	2,03	I,86	I,76	I,65
	I2	2,85	2,57	2,I25	2,I25	2,03	I,9I	I,8	3,35	2,85	2,57	2,33	2,23	2,II	I,99

Продолжение табл. II

Расход воздуха, тыс. м3/ч, $L_{ном}$	Число рядов трубок по ходу воздуха	Тип обвязки ТУБ по теплоносителю													
		2,4							I, 3, 5						
		Относительный расход воздуха, $\mathcal{L}_в$							Относительный расход воздуха, $\mathcal{L}_в$						
		0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0	0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0
		ТУБ на базе КЦ 2А с ТП-03													
I0	6	0,75	0,6I	0,52	0,45	0,4I	0,38	0,35	0,85	0,67	0,59	0,56	0,56	0,54	0,52
	9	I,I3	0,92	0,79	0,69	0,6I	0,57	0,52	I,27	I,0	0,85	0,82	0,85	0,82	0,78
	I2	I,5	I,22	I,04	0,92	0,82	0,76	0,7	I,7	I,33	I,I7	I,I3	I,I3	I,09	I,04
20	6	0,84	0,68	0,68	0,5I	0,46	0,45	0,45	0,84	0,68	0,68	0,5I	0,46	0,45	0,45
	9	I,26	I,02	0,87	0,77	0,74	0,69	0,68	I,26	I,02	0,87	0,77	0,74	0,69	0,68
	I2	I,69	I,36	I,I6	I,03	I,0I	0,92	0,9	I,69	I,36	I,I6	I,03	I,0I	0,92	0,9
3I,5	6	0,77	0,62	0,53	0,47	0,45	0,45	0,45	0,85	0,7I	0,7	0,67	0,62	0,6	0,57
	9	I,I5	0,92	0,79	0,7	0,66	0,66	0,66	I,27	I,07	I,06	I,0	0,94	0,9	0,86
	I2	I,53	I,23	I,05	0,93	0,88	0,88	0,88	I,7	I,42	I,4I	I,34	I,25	I,2	I,I4
40	6	0,75	0,64	0,52	0,47	0,45	0,45	0,45	0,85	0,72	0,69	0,67	0,6I	0,59	0,57
	9	I,I3	0,92	0,79	0,69	0,67	0,67	0,67	I,27	I,08	I,04	I,0	0,92	0,88	0,85
	I2	I,5	I,22	I,04	0,92	0,9	0,9	0,9	I,7	I,44	I,44	I,33	I,27	I,2	I,I4
63	6	0,77	0,62	0,53	0,47	0,45	0,45	0,45	0,85	0,7I	0,7	0,67	0,62	0,6	0,57
	9	I,I5	0,92	0,79	0,7	0,66	0,66	0,66	I,27	I,07	I,06	I,0	0,94	I,2	0,86
	I2	I,58	I,28	I,05	0,98	0,88	0,88	0,88	I,7	I,42	I,4I	I,34	I,25	I,2	I,I4

Продолжение табл. II

Расход воздуха, тыс. м3/ч $L_{ном}$	Число рядов трубок по ходу воздуха	Тип обвязки ТУБ по теплоносителю													
		2,4							I, 3, 5						
		Относительный расход воздуха, $\bar{L}_в$							Относительный расход воздуха, $\bar{L}_в$						
		0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0	0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0
80	6	0,75	0,6I	0,52	0,47	0,45	0,45	0,45	0,85	0,72	0,69	0,67	0,6I	0,59	0,57
	9	I,I3	0,92	0,79	0,69	0,67	0,67	0,67	I,27	I,08	I,04	I,0	0,92	0,88	0,85
	I2	I,5	I,22	I,04	0,92	0,9	0,9	0,9	I,7	I,44	I,44	I,33	I,27	I,2	I,I4
I25	6	0,77	0,62	0,53	0,47	0,45	0,45	0,45	0,85	0,7I	0,7I	0,66	0,63	0,6	0,57
	9	I,I6	0,93	0,79	0,7	0,68	0,68	0,68	I,28	I,07	I,06	0,99	0,94	0,9	0,86
	I2	I,54	I,24	I,06	0,94	0,9	0,9	0,9	I,7	I,42	I,4I	I,32	I,25	I,2	I,I4
		ТУБ на базе КТЦ 2А с ТП-04													
I0	8	0,82	0,67	0,56	0,52	0,45	0,42	0,39	0,92	0,75	0,64	0,56	0,52	0,57	0,55
	I2	I,22	I,0	0,85	0,75	0,69	0,64	0,59	I,38	I,I3	0,96	0,85	0,79	0,86	0,82
	I6	I,63	I,33	I,I3	I,0	0,92	0,85	0,78	I,86	I,5	I,27	I,I3	I,04	I,I3	I,09
20	8	0,93	0,75	0,65	0,57	0,52	0,48	0,44	0,93	0,75	0,65	0,57	0,52	0,48	0,44
	I2	I,4	I,I3	0,97	0,86	0,78	0,73	0,67	I,4	I,I3	0,97	0,86	0,78	0,73	0,67
	I6	I,87	I,5	I,29	I,I5	I,04	0,97	0,89	I,87	I,5	I,29	I,I5	I,04	0,97	0,89
3I,5	8	0,85	0,69	0,59	0,52	0,47	0,45	0,42	0,92	0,75	0,67	0,67	0,6	0,6	0,59
	I2	I,28	I,03	0,88	0,77	0,7	0,66	0,63	I,38	I,I3	I,0	I,0	0,9I	0,9	0,88
	I6	I,7	I,37	I,I7	I,03	0,94	0,9	0,84	I,85	I,5I	I,33	I,33	I,22	I,2	I,I7

21855-01

131

904-02-26.86

Продолжение табл. II

Расход воздуха, тыс. м3/ч, $L_{мом}$	Число рядов трубок по ходу воздуха	Тип обвязки ТУБ по теплоносителю													
		2,4							I, 3, 5						
		Относительный расход воздуха, $\bar{L}_в$							Относительный расход воздуха, $\bar{L}_в$						
		0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0	0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0
40	8	0,85	0,67	0,59	0,52	0,47	0,45	0,42	0,92	0,75	0,67	0,67	0,64	0,6I	0,58
	I2	I,5	I,04	0,89	0,79	0,69	0,66	0,63	I,38	I,I3	I,0	I,0	0,96	0,92	0,88
	I6	I,7	I,38	I,I7	I,04	0,92	0,88	0,85	I,86	I,5	I,38	I,33	I,27	I,22	I,I7
63	8	0,85	0,69	0,59	0,52	0,47	0,45	0,42	0,92	0,75	0,67	0,67	0,64	0,6I	0,58
	I2	I,28	I,03	0,88	0,77	0,7	0,66	0,63	I,38	I,I3	I,0	I,0	0,96	0,92	0,88
	I6	I,7	I,37	I,I7	I,03	0,94	0,9	0,84	I,85	I,5I	I,33	I,33	I,28	I,23	I,I7
80	8	0,85	0,69	0,59	0,52	0,47	0,45	0,42	0,92	0,75	0,67	0,67	0,64	0,6I	0,58
	I2	I,27	I,04	0,89	0,79	0,69	0,66	0,63	I,38	I,I3	I,0	I,0	0,96	0,92	0,88
	I6	I,7	I,38	I,I7	I,04	0,92	0,88	0,85	I,86	I,5	I,38	I,33	I,27	I,22	I,I7
I25	8	0,85	0,69	0,59	0,52	0,47	0,45	0,42	0,92	0,75	0,67	0,67	0,64	0,62	0,59
	I2	I,28	I,04	0,88	0,77	0,7	0,67	0,63	I,38	I,I3	I,0	I,0	0,96	0,92	0,88
	I6	I,7	I,39	I,I7	I,03	0,94	0,9	0,84	I,85	I,5I	I,33	I,33	I,28	I,24	I,I7
		ТУБ на базе КТЦ 2А с КСк3													
I0	6	I,I7	0,92	0,96	0,89	0,85	0,8	0,76	I,56	I,33	I,22	I,08	I,04	0,97	0,9I
	9	I,76	I,38	I,44	I,33	I,28	I,2I	I,I4	2,34	I,99	I,83	I,62	I,56	I,46	I,36
	I2	2,35	I,84	I,92	I,77	I,7	I,6	I,5I	3,I3	2,65	2,44	2,I7	2,08	I,95	I,82

904-02-26.86

21855-01 132

Лист 117

Продолжение табл. II

Расход воздуха, тыс. м3/ч, $L_{ном}$	Число рядов трубок по ходу воздуха	Тип обвязки ТУВ по теплоносителю													
		2,4							I, 3, 5						
		Относительный расход воздуха, $\bar{L}_в$							Относительный расход воздуха, $\bar{L}_в$						
		0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0	0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0
20	6	I,22	0,96	0,92	0,89	0,85	0,8I	0,77	I,22	0,96	0,92	0,89	0,85	I,8I	0,77
	9	I,83	I,44	I,38	I,33	I,28	I,22	I,I6	I,83	I,44	I,38	I,33	I,28	I,22	I,I6
	I2	2,44	I,92	I,84	I,77	I,7	I,63	I,55	2,44	I,92	I,84	I,77	I,7	I,63	I,55
3I,5	6	I,08	0,96	0,92	0,85	0,82	I,78	0,73	I,5	I,27	I,I7	I,04	I,0	0,93	0,87
	9	I,62	I,44	I,38	I,28	I,23	I,I6	I,09	I,I2	I,9I	I,76	I,56	I,5	I,4I	I,3I
	I2	2,I7	I,92	I,84	I,7	I,64	I,55	I,45	3,0	2,54	2,34	2,08	2,0	I,87	I,75
40	6	I,04	0,89	0,85	0,82	0,75	I,72	0,68	I,38	I,22	I,08	I,0	0,92	I,86	0,8I
	9	I,56	I,33	I,28	I,23	I,I3	I,08	I,02	2,07	I,83	I,62	I,5	I,38	I,29	I,2I
	I2	2,08	I,77	I,7	I,64	I,5I	I,44	I,37	2,76	2,44	2,I7	2,0	I,84	I,73	I,62
63	6	I,08	0,85	0,89	0,82	0,79	0,75	0,7I	I,44	I,27	I,I3	I,04	0,96	0,9I	0,86
	9	I,62	I,28	I,33	I,23	I,I8	I,I2	I,06	2,I6	I,9I	I,69	I,56	I,44	I,37	I,29
	I2	2,I7	I,7	I,77	I,64	I,57	I,5	I,42	2,88	2,54	2,25	2,08	I,92	I,82	I,72
80	6	I,04	0,92	0,92	0,85	0,79	0,76	0,72	I,5	I,27	I,I7	I,04	I,0	0,94	0,87
	9	I,56	I,38	I,38	I,28	I,I8	I,I3	I,09	I,I2	I,9I	I,76	I,56	I,5	I,4I	I,3I
	I2	2,08	I,84	I,84	I,7	I,57	I,5I	I,45	3,0	2,54	2,34	2,08	2,0	I,87	I,74

Продолжение табл. II

Расход воздуха, тыс. м3/ч, $L_{ном}$	Число рядов трубок по ходу воздуха	Тип обвязки ТУБ по теплоносителю													
		2,4							I, 3, 5						
		Относительный расход воздуха, $\bar{L}_в$							Относительный расход воздуха, $\bar{L}_в$						
		0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0	0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0
I25	6	I,04	0,92	0,92	0,85	0,82	0,79	0,73	I,5	I,32	I,I7	I,08	I,0	0,94	0,88
	9	I,56	I,38	I,38	I,28	I,23	I,I6	I,09	I,I2	I,99	I,76	I,62	I,5	I,4I	I,32
	I2	2,08	I,84	I,84	I,7	I,64	I,55	I,46	3,0	2,65	2,34	2,I7	2,0	I,88	I,76
		ТУБ на базе КТЦ 2А с КСк4													
I0	8	I,27	I,08	0,96	I,0	0,96	0,93	0,89	I,56	I,5	I,38	I,27	I,22	I,I7	I,I
	I2	I,9I	I,62	I,44	I,5	I,44	I,39	I,33	2,35	2,25	2,07	I,9I	I,83	I,74	I,65
	I6	2,54	2,I7	I,92	2,0	I,92	I,85	I,77	3,I3	3,0	2,76	2,55	2,44	2,34	2,2
20	8	I,44	I,I7	0,96	0,96	0,96	0,93	0,89	I,44	I,I3	0,96	0,96	0,96	0,93	0,89
	I2	2,I6	I,69	I,44	I,44	I,44	I,4	I,35	2,I6	I,69	I,44	I,44	I,44	I,4	I,35
	I6	2,88	2,25	I,92	I,92	I,92	I,85	I,77	2,88	2,26	I,92	I,92	I,92	I,89	I,77
3I,5	8	I,27	I,04	0,96	0,92	0,92	0,89	0,86	I,5	I,44	I,32	I,27	I,I7	I,I2	I,07
	I2	I,9I	I,56	I,44	I,38	I,38	I,34	I,29	2,25	2,I6	I,99	I,8I	I,76	I,68	I,6
	I6	2,54	2,08	I,92	I,85	I,85	I,79	I,72	3,0	2,88	2,65	2,55	2,35	2,25	2,I4
40	8	I,27	I,04	0,92	0,92	0,92	0,89	0,86	I,5	I,44	I,32	I,27	I,I7	I,I2	I,07
	I2	I,9I	I,56	I,38	I,38	I,38	I,34	I,29	2,25	2,I6	I,99	I,9I	I,76	I,68	I,6
	I6	2,54	2,08	I,85	I,85	I,85	I,79	I,7I	3,0	2,88	2,65	2,55	2,35	2,25	2,I4

21855-01

134

Продолжение табл. II

Расход воздуха, тыс. м³/ч, $L_{ном}$	Число рядов трубок по ходу воздуха	Тип обвязки ТУБ по теплоносителю												
		2,4							I					
		Относительный расход воздуха, $\mathcal{L}_в$							Относительный расход воздуха, $\mathcal{L}_в$					
		0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0	0,5	0,75	I,0	I,25	I,5	I,75	2,0
63	8	I,27	I,04	0,96	0,92	0,92	0,89	0,86	I,5	I,44	I,32	I,27	I,I7	I,I2	I,07
	I2	I,9I	I,56	I,44	I,38	I,38	I,34	I,29	2,25	2,I6	I,99	I,9I	I,76	I,68	I,6
	I6	2,54	2,08	I,92	I,85	I,85	I,79	I,7I	3,0	2,88	2,65	2,55	2,35	2,25	2,I4
80	8	I,27	I,04	0,92	0,92	0,92	0,89	0,86	I,5	I,44	I,32	I,27	I,I7	I,I2	I,07
	I2	I,9I	I,56	I,38	I,38	I,38	I,34	I,29	2,25	2,I6	I,99	I,9I	I,76	I,68	I,6
	I6	2,54	2,08	I,85	I,85	I,85	I,79	I,7I	3,0	2,88	2,65	2,55	2,35	2,25	2,I4
I25	8	I,32	I,04	0,92	0,92	0,92	0,89	0,86	I,56	I,44	I,38	I,27	I,I7	I,I2	I,07
	I2	I,99	I,56	I,38	I,38	I,38	I,34	I,29	2,35	2,I6	2,07	I,9I	I,76	I,68	I,6
	I6	2,65	2,08	I,85	I,85	I,85	I,79	I,7I	3,I3	2,88	2,76	2,55	2,35	2,25	2,I4

ПРИМЕЧАНИЕ: Типы обвязки ТУБ по теплоносителю приведены в альбоме 4.

Таблица I2

ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ ПЕРЕПАДЫ ТЕМПЕРАТУР θ ДЛЯ ГРУППЫ ТЕПЛООБМЕННИКОВ (ПО ХОДУ ВОЗДУХА)

Параметр P_θ	Отношение водяных эквивалентов							
	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	I,0	I,I	I,2
0,3	0,259	0,252	0,246	0,24	0,235	0,23	0,226	0,222
0,4	0,323	0,3I4	0,306	0,299	0,292	0,286	0,28	0,274
0,5	0,38I	0,369	0,359	0,35	0,34I	0,333	0,326	0,3I9
0,6	0,43I	0,4I8	0,406	0,395	0,385	0,375	0,366	0,357
0,7	0,476	0,46I	0,448	0,435	0,423	0,4I2	0,40I	0,39I
0,8	0,5I7	0,5	0,485	0,47	0,457	0,445	0,432	0,42I
0,9	0,553	0,535	0,5I8	0,503	0,488	0,472	0,46	0,448
I,0	0,586	0,567	0,549	0,532	0,5I5	0,5	0,485	0,47I
I,I	0,6I7	0,596	0,576	0,558	0,54I	0,524	0,507	0,492
I,2	0,644	0,623	0,60I	0,582	0,564	0,545	0,527	0,5I2
I,3	0,668	0,645	0,625	0,602	0,585	0,565	0,546	0,529
I,4	0,69I	0,668	0,644	0,625	0,604	0,583	0,564	0,545
I,5	0,7I2	0,688	0,665	0,643	0,623	0,6	0,58	0,56
I,6	0,73I	0,706	0,682	0,658	0,638	0,6I5	0,593	0,574
I,7	0,748	0,723	0,699	0,674	0,652	0,63	0,607	0,586
I,8	0,764	0,739	0,7I4	0,689	0,665	0,643	0,62	0,598
I,9	0,779	0,754	0,729	0,704	0,677	0,655	0,632	0,609
2,0	0,793	0,769	0,742	0,7I6	0,69	0,667	0,643	0,6I8
2,I	0,806	0,78	0,755	0,729	0,703	0,677	0,652	0,628
2,2	0,8I8	0,792	0,765	0,739	0,7I4	0,688	0,66	0,636
2,3	0,829	0,803	0,776	0,75	0,722	0,697	0,67	0,644
2,4	0,839	0,8I4	0,788	0,759	0,732	0,706	0,678	0,652
2,5	0,849	0,824	0,797	0,77	0,742	0,7I4	0,685	0,659
2,6	0,858	0,832	0,806	0,778	0,75I	0,722	0,693	0,666
2,7	0,866	0,84I	0,8I4	0,787	0,756	0,73	0,70I	0,673
2,8	0,875	0,849	0,822	0,794	0,765	0,737	0,708	0,679
2,9	0,88I	0,856	0,83	0,80I	0,772	0,744	0,7I3	0,684
3,0	0,888	0,864	0,837	0,808	0,78	0,75	0,72	0,69
3,I	0,895	0,87	0,844	0,8I6	0,786	0,756	0,726	0,695
3,2	0,90I	0,877	0,85	0,822	0,792	0,762	0,73I	0,7
3,3	0,907	0,883	0,856	0,828	0,798	0,767	0,736	0,705
3,4	0,9I2	0,888	0,862	0,834	0,804	0,772	0,74I	0,709
3,5	0,9I7	0,834	0,868	0,839	0,809	0,777	0,746	0,7I3

Продолжение табл.I2

Параметр E_2'	Отношение водяных эквивалентов							
	I,3	I,4	I,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
0,3	0,2I9	0,2I5	0,2I2	0,I96	0,I83	0,I72	0,I62	0,I53
0,4	0,269	0,264	0,259	0,237	0,2I9	0,204	0,I9	0,I78
0,5	0,3I2	0,305	0,299	0,27I	0,248	0,228	0,2I	0,I96
0,6	0,349	0,34I	0,334	0,3	0,272	0,248	0,227	0,209
0,7	0,38I	0,372	0,363	0,324	0,29I	0,268	0,239	0,2I9
0,8	0,4I	0,4	0,389	0,345	0,307	0,276	0,249	0,226
0,9	0,435	0,424	0,4I2	0,362	0,32I	0,286	0,256	0,232
I,0	0,458	0,445	0,433	0,378	0,332	0,294	0,262	0,236
I,I	0,478	0,464	0,45	0,39I	0,342	0,30I	0,267	0,239
I,2	0,496	0,48I	0,467	0,402	0,35	0,306	0,27I	0,242
I,3	0,5I3	0,496	0,48I	0,4I3	0,357	0,3II	0,274	0,244
I,4	0,528	0,5II	0,494	0,422	0,362	0,3I5	0,276	0,245
I,5	0,542	0,524	0,506	0,43	0,367	0,3I8	0,278	0,246
I,6	0,554	0,536	0,5I7	0,437	0,372	0,32	0,28	0,247
I,7	0,566	0,546	0,527	0,443	0,376	0,323	0,28I	0,248
I,8	0,577	0,556	0,536	0,449	0,379	0,324	0,282	0,248
I,9	0,587	0,565	0,545	0,454	0,382	0,326	0,283	0,249
2,0	0,596	0,574	0,552	0,458	0,384	0,327	0,283	0,249
2,I	0,604	0,582	0,56	0,462	0,386	0,328	0,284	0,249
2,2	0,6I2	0,589	0,566	0,466	0,388	0,329	0,284	0,249
2,3	0,62	0,596	0,572	0,469	0,389	0,33	0,284	0,25
2,4	0,627	0,602	0,578	0,472	0,39I	0,33	0,285	0,25
2,5	0,633	0,608	0,583	0,474	0,392	0,33I	0,285	0,25
2,6	0,64	0,6I3	0,588	0,477	0,393	0,33I	0,285	0,25
2,7	0,645	0,6I8	0,592	0,479	0,394	0,332	0,285	0,25
2,8	0,65	0,623	0,596	0,48I	0,395	0,332	0,285	0,25
2,9	0,656	0,628	0,6	0,483	0,395	0,332	0,285	0,25
3,0	0,66	0,632	0,604	0,484	0,396	0,332	0,285	0,25
3,I	0,665	0,636	0,608	0,486	0,397	0,332	0,285	0,25
3,2	0,669	0,64	0,6II	0,487	0,397	0,332	0,286	0,25
3,3	0,673	0,643	0,6I4	0,488	0,397	0,333	0,286	0,25
3,4	0,677	0,646	0,6I7	0,489	0,398	0,333	0,286	0,25
3,5	0,68I	0,65	0,6I9	0,49	0,398	0,333	0,286	0,25

ПРИМЕЧАНИЕ. Данные табл. I2 используются при установке в ТУБ одного или группы теплообменников по фронту и двух и более теплообменников по глубине (по ходу воздуха).

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

Таблица I3

ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ ПЕРЕПАДЫ ТЕМПЕРАТУР θ ДЛЯ ОДНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Параметр F_0'	Отношение водяных эквивалентов							
	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	I,0	I,I	I,2
0,3	0,244	0,24I	0,237	0,235	0,232	0,229	0,226	0,224
0,4	0,306	0,30	0,294	0,29I	0,285	0,282	0,277	0,272
0,5	0,358	0,35	0,344	0,339	0,332	0,326	0,320	0,3I4
0,6	0,406	0,395	0,386	0,380	0,372	0,364	0,356	0,349
0,I	0,446	0,433	0,423	0,4I5	0,405	0,396	0,387	0,378
0,8	0,482	0,468	0,456	0,446	0,434	0,423	0,4I4	0,403
0,9	0,5I4	0,498	0,484	0,474	0,46I	0,448	0,436	0,425
I,0	0,544	0,526	0,508	0,498	0,483	0,470	0,456	0,444
I.I	0,568	0,550	0,53I	0,5I8	0,502	0,488	0,474	0,460
I,2	0,590	0,569	0,550	0,536	0,5I8	0,503	0,488	0,473
I.3	0,6I2	0,588	0,568	0,553	0,534	0,5I8	0,502	0,486
I,4	0,630	0,604	0,584	0,566	0,547	0,530	0,5I3	0,497
I,5	0,644	0,6I9	0,596	0,579	0,560	0,54I	0,523	0,506
I,6	0,660	0,632	0,609	0,59I	0,570	0,55I	0,532	0,5I4
I,7	0,672	0,644	0,6I9	0,60I	0,580	0,559	0,540	0,522
I,8	0,684	0,656	0,629	0,6I0	0,587	0,567	0,547	0,528
I,9	0,694	0,664	0,638	0,6I8	0,595	0,574	0,554	0,534
2,0	0,704	0,672	0,646	0,625	0,60I	0,579	0,559	0,539
2,I	0,7I2	0,68I	0,653	0,63I	0,607	0,585	0,564	0,544
2,2	0,720	0,687	0,659	0,638	0,6I3	0,590	0,569	0,548
2,3	0,726	0,694	0,664	0,643	0,6I7	0,594	0,572	0,55I
2,4	0,732	0,700	0,669	0,646	0,62I	0,598	0,575	0,554
2,5	0,738	0,704	0,675	0,65I	0,625	0,60I	0,578	0,557
2,6	0,742	0,709	0,679	0,655	0,628	0,604	0,58I	0,559
2,7	0,746	0,7I2	0,682	0,658	0,632	0,607	0,583	0,562
2,8	0,752	0,7I7	0,686	0,66I	0,634	0,6I0	0,586	0,564
2,9	0,754	0,7I9	0,687	0,664	0,636	0,6I2	0,588	0,566
3,0	0,758	0,722	0,692	0,666	0,639	0,6I4	0,59I	0,568
3.I	0,760	0.725	0,693	0,669	0,64I	0,6I6	0,59I	0,569
3,2	0,764	0,727	0,696	0,67I	0,643	0,6I8	0,593	0,57I
3,3	0,766	0,730	0,697	0,673	0,645	0,6I9	0,594	0,572
3,4	0,768	0,732	0,699	0,674	0,646	0,620	0,595	0,573
3,5	0,770	0,734	0,700	0,675	0,647	0,62I	0,596	0,574

Альбом Т

904-02.26-86

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

Продолжение табл.I3

Параметр E_0'	Отношение водяных эквивалентов							
	I,3	I,4	I,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
0,3	0,22I	0,2I9	0,2I5	0,203	0,I9I	0,I80	0,I70	0,I62
0,4	0,268	0,264	0,26I	0,242	0,225	0,2I0	0,I95	0,I83
0,5	0,308	0,303	0,298	0,273	0,25I	0,23I	0,2I4	0,I99
0,6	0,342	0,335	0,328	0,298	0,27I	0,248	0,227	0,209
0,7	0,370	0,362	0,354	0,3I8	0,287	0,260	0,236	0,2I7
0,8	0,394	0,384	0,375	0,334	0,299	0,269	0,244	0,223
0,9	0,4I5	0,404	0,393	0,348	0,3I0	0,277	0,249	0,227
I,0	0,43I	0,420	0,409	0,360	0,3I8	0,283	0,254	0,230
I,I	0,447	0,434	0,422	0,369	0,325	0,288	0,257	0,233
I,2	0,460	0,446	0,433	0,377	0,330	0,292	0,260	0,235
I,3	0,47I	0,457	0,443	0,384	0,335	0,296	0,263	0,237
I,4	0,48I	0,466	0,452	0,390	0,340	0,298	0,265	0,238
I,5	0,489	0,474	0,459	0,395	0,343	0,300	0,267	0,239
I,6	0,497	0,48I	0,466	0,400	0,346	0,303	0,268	0,240
I,7	0,503	0,488	0,47I	0,403	0,348	0,305	0,269	0,24I
I,8	0,5I0	0,493	0,476	0,406	0,35I	0,306	0,270	0,24I
I,9	0,5I5	0,500	0,48I	0,409	0,352	0,307	0,27I	0,242
2,0	0,520	0,502	0,484	0,4I2	0,354	0,308	0,27I	0,242
2,I	0,523	0,506	0,488	0,4I4	0,356	0,309	0,272	0,243
2,2	0,528	0,509	0,49I	0,4I6	0,357	0,3I0	0,273	0,243
2,3	0,53I	0,5I2	0,494	0,4I8	0,358	0,3II	0,273	0,243
2,4	0,533	0,5I4	0,496	0,4I9	0,359	0,3II	0,273	0,244
2,5	0,536	0,5I7	0,498	0,42I	0,360	0,3I2	0,274	0,244
2,6	0,538	0,5I9	0,500	0,422	0,360	0,3I2	0,274	0,244
2,7	0,54I	0,52I	0,502	0,423	0,36I	0,3I3	0,274	0,244
2,8	0,543	0,523	0,504	0,424	0,362	0,3I3	0,275	0,244
2,9	0,544	0,524	0,505	0,425	0,362	0,3I4	0,275	0,245
3,0	0,546	0,526	0,506	0,426	0,363	0,3I4	0,275	0,245
3,I	0,547	0,527	0,508	0,426	0,363	0,3I4	0,275	0,245
3,2	0,548	0,528	0,509	0,427	0,364	0,3I4	0,275	0,245
3,3	0,550	0,529	0,5I0	0,428	0,364	0,3I5	0,275	0,245
3,4	0,55I	0,530	0,5I0	0,428	0,364	0,3I5	0,276	0,245
3,5	0,55I	0,53I	0,5II	0,429	0,365	0,3I5	0,276	0,245

Примечание. Данные табл.I3 используются при установке в ТУБ одного или группы теплообменников по фронту и только одного теплообменника по глубине (по ходу воздуха).

139

21855-01

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

Таблица I4

ПОПРАВОЧНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ $\xi_к$, ξ_θ, $\xi_{об}$ ПРИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕ ВОДЕ

ω, м/сек	Поправочный коэффициент, ξ	$(VP)_{пр} = 2$ кг/(м².°С)						$(VP)_{пр} = 4$ кг/(м².°С)		
		средняя температура воздуха, $t_в^\circ$, °С								
		7	20	40	60	80	I00	7	20	40
0,2	$\xi_к$	I,36	I,48	I,57	I,62	I,66	I,69	I;64	I,78	I,88
	ξ_θ	I,II	I,I5	I,I7	I,I8	I,I9	I,2	I,I9	I,22	I,25
	$\xi_{об}$	I,I5	I,2I	I,24	I,26	I,27	I,29	I,27	I,32	I,36
0,5	$\xi_к$	I,36	I,48	I,57	I,62	I,66	I,69	I,56	I,69	I,8
	ξ_θ	I,II	I,I5	I,I7	I,I8	I,I9	I,2	I,I7	I,2	I,23
	$\xi_{об}$	I,I5	I,2I	I,24	I,26	I,27	I,29	I,24	I,29	I,33
I,0	$\xi_к$	I,05	I,I4	I,2I	I,25	I,28	I,3I	I,I2	I,22	I,29
	ξ_θ	I,02	I,05	I,07	I,08	I,09	I,I	I,04	I,07	I,09
	$\xi_{об}$	I,02	I,07	I,I	I,II	I,I2	I,I4	I,05	I,I	I,I3
I,5	$\xi_к$	I,0I	I,I	I,I7	I,2	I,23	I,26	I,05	I,I4	I,2I
	ξ_θ	I,0	I,03	I,06	I,07	I,08	I,08	I,02	I,05	I,07
	$\xi_{об}$	I,0I	I,05	I,08	I,09	I,I	I,II	I,03	I,07	I,09
2,0	$\xi_к$	I,0	I,09	I,I6	I,I9	I,22	I,25	I,03	I,I2	I,I8
	ξ_θ	I,0	I,03	I,05	I,06	I,07	I,08	I,0I	I,04	I,06
	$\xi_{об}$	I,0	I,04	I,07	I,08	I,09	I,II	I,0I	I,05	I,08

21855-01

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

Продолжение табл. I4

ω, м/сек	Поправочный коэффициент ξ	$(VP)_{пр} = 4$ кг/(м². °С)			$(VP)_{пр} = 6$ кг/(м². °С)					
		средняя температура воздуха, $t_в^{ср}$, °С								
		60	80	I00	7	20	40	60	80	I00
0,2	$\xi_к$	I,94	I,99	2,03	I,84	2,0	2,I2	2,I9	2,24	2,29
	$\xi_в$	I,26	I,27	I,28	I,24	I,27	I,3	I,32	I,33	I,34
	$\xi_{об}$	I,38	I,39	I,4I	I,35	I,39	I,44	I,48	I,49	I,5I
0,5	$\xi_к$	I,86	I,9	I,94	I,74	I,89	2,0	2,07	2,I2	2,I6
	$\xi_в$	I,24	I,25	I,26	I,22	I,25	I,28	I,29	I,3	I,3I
	$\xi_{об}$	I,35	I,37	I,38	I,3I	I,36	I,4	I,43	I,45	I,46
I,0	$\xi_к$	I,33	I,36	I,39	I,I9	I,29	I,37	I,4I	I,44	I,47
	$\xi_в$	I,I0	I,II	I,I2	I,06	I,09	I,I2	I,I3	I,I4	I,I5
	$\xi_{об}$	I,I5	I,I6	I,I7	I,08	I,I3	I,I6	I,I8	I,I9	I,2
I,5	$\xi_к$	I,25	I,28	I,3I	I,I2	I,22	I,29	I,33	I,36	I,39
	$\xi_в$	I,08	I,09	I,I	I,04	I,07	I,09	I,II	I,II	I,I2
	$\xi_{об}$	I,II	I,I3	I,I4	I,05	I,I	I,I3	I,I5	I,I6	I,I7
2,0	$\xi_к$	I,22	I,25	I,28	I,05	I,I4	I,2I	I,25	I,28	I,3I
	$\xi_в$	I,07	I,08	I,09	I,02	I,05	I,07	I,08	I,09	I,I
	$\xi_{об}$	I,09	I,II	I,I2	I,02	I,07	I,I	I,II	I,I2	I,I4

Примечание: $t_в^{ср}$ определяется по формуле (8.6)

141

21855-01

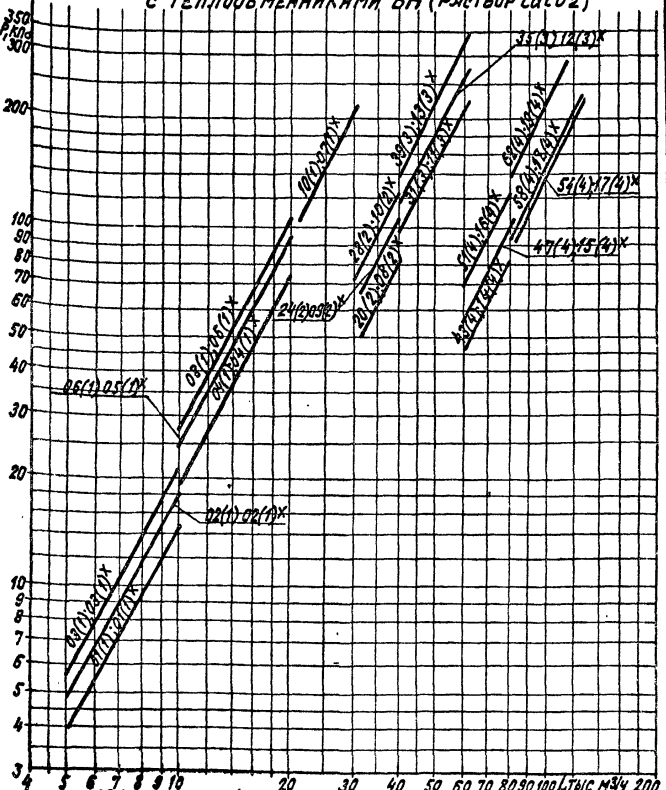
Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. №

Альбом I

904-02-26.86

Приложение 3

Потери давления по теплоносителю для теплоутилизационных блоков на базе КТЦ 2А с теплообменниками ВН (раствор $CaCl_2$)



08(1)- типовой теплоутилизационный блок №08, схема обвязки по теплоносителю тип 1.

06(1)- обозначен номер труб на базе кондиционера-утилизатора

Рис. 1

21855-01

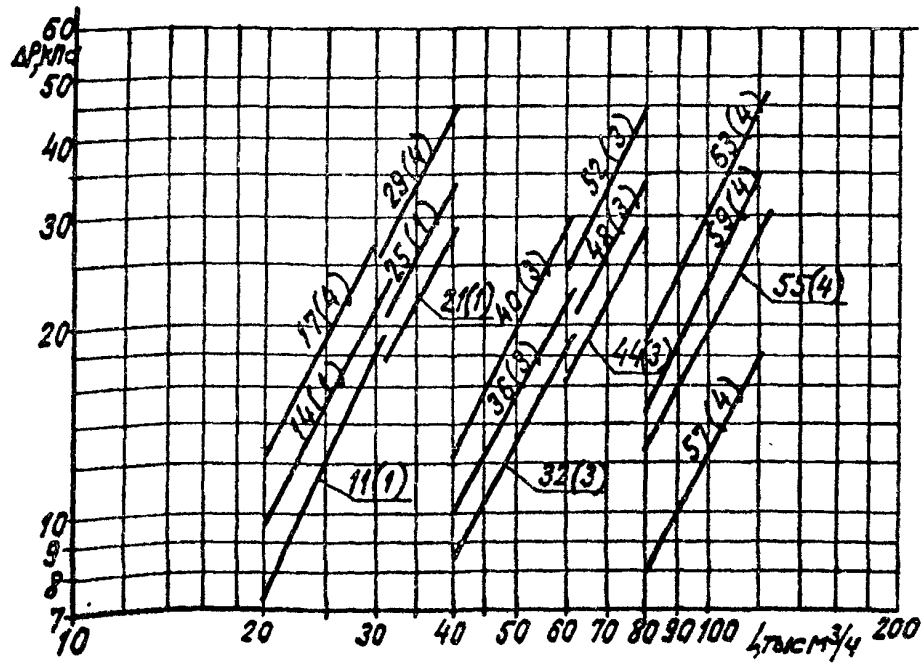
142

Лист 127

904-02-26.86

Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. №

Потери давления по теплоносителю для теплоутилизационных блоков на базе КТЦ 2А с теплообменниками ТП-03 и ТП-04 (раствор $CaCl_2$)

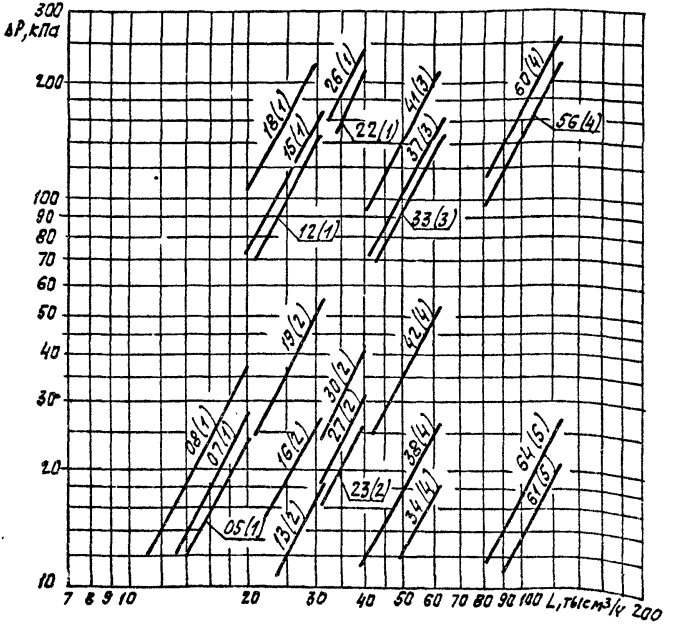


29(1) – типовой теплоутилизационный блок 29, схема обвязки по теплоносителю тип 1.

Рис. 2

Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. №

Потери давления по теплоносителю для теплоутилизационных блоков на базе КТЦ 2А с теплообменниками КСК 3 и КСК 4 (раствор $CaCl_2$)



18(1) — типовой теплоутилизационный блок 18, схема обвязки по теплоносителю тип 1

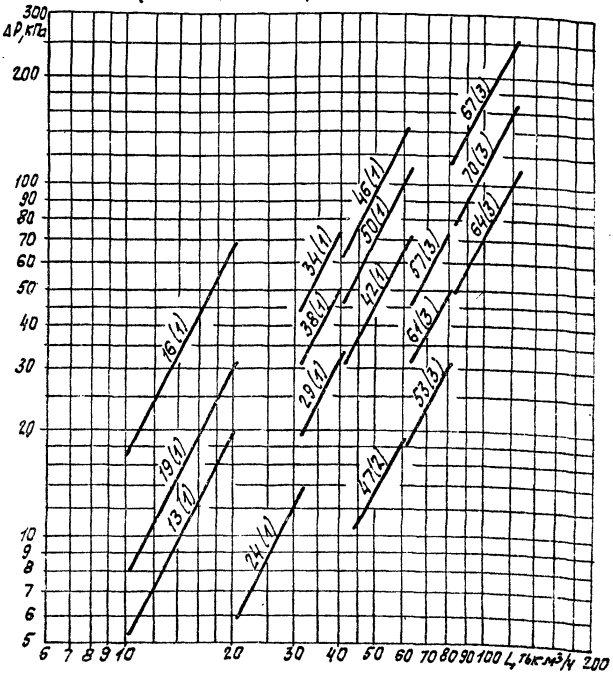
Рис. 3

144

Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. №

Потери давления по теплоносителю для теплоутилизационных блоков на базе 2ПК с теплообменниками ТП-03 и ТП-04

(раствор $CaCl_2$)

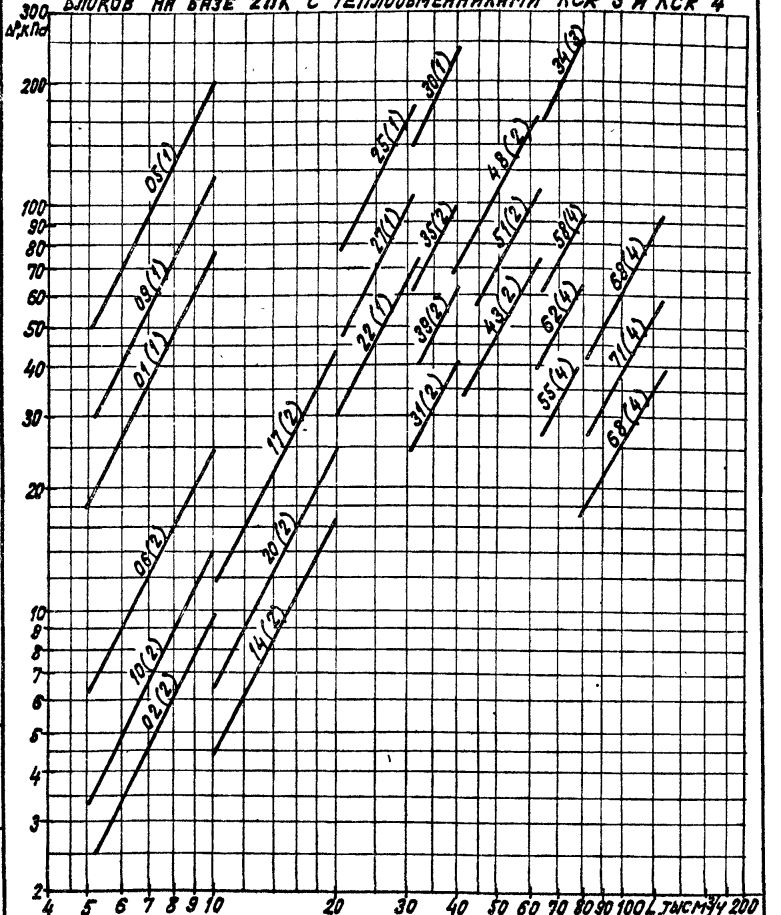


16(1) - типовой теплоутилизационный блок №16, схема обвязки по теплоносителю тип 1

Рис. 4

Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. №

Потери давления по теплоносителю для теплоутилизационных блоков на базе 2ПК с теплообменниками КСк 3 и КСк 4

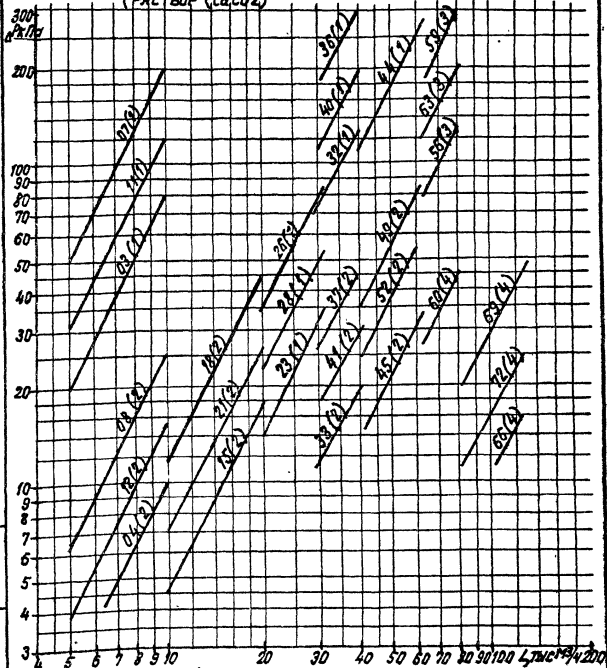


05(1) - типовой теплоутилизационный блок N 05, схема обвязки по теплоносителю тип 1 (раствор $CaCl_2$)

Рис. 5

Потери давления по теплоносителю для теплоутилизационных блоков на базе 2ПК с теплообменниками КВСБ-ПУЗ и КВБС-ПУЗ

(раствор $CaCl_2$)



07(1)-типовой теплоутилизационный блок N 07.
Схема обвязки по теплоносителю тип 1.

147

Рис. 6

21855-01

Инв.№подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

Потери давления по воздуху в одном теплообменнике

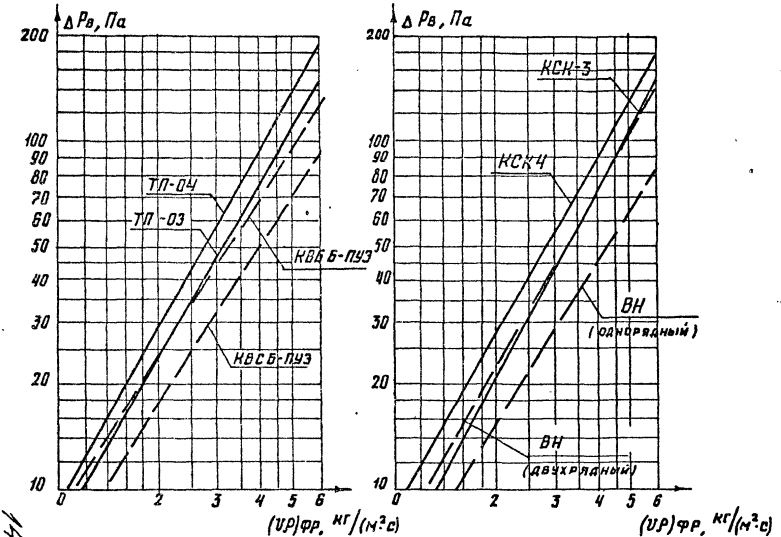
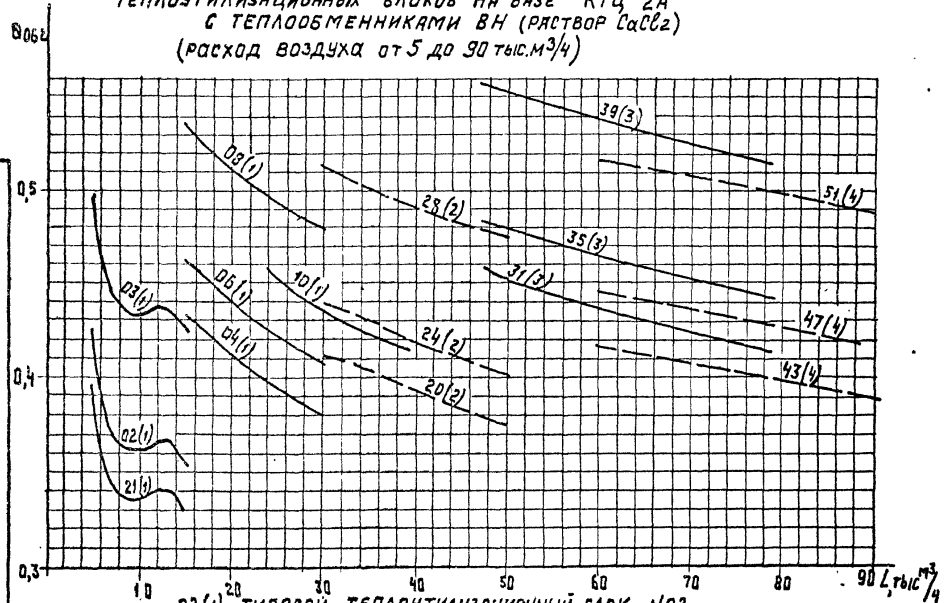


Рис.7

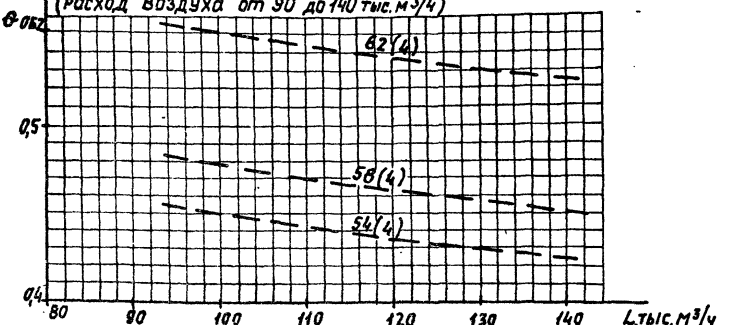
Общие относительные перепады температур теплоутилизационных блоков на базе КТЦ 2А с теплообменниками ВН (раствор $CaCl_2$)
(расход воздуха от 5 до 90 тыс. $м^3/ч$)



02(1) - типовой теплоутилизационный блок N02, схема обвязки по теплоносителю тип 1

Рис. 8

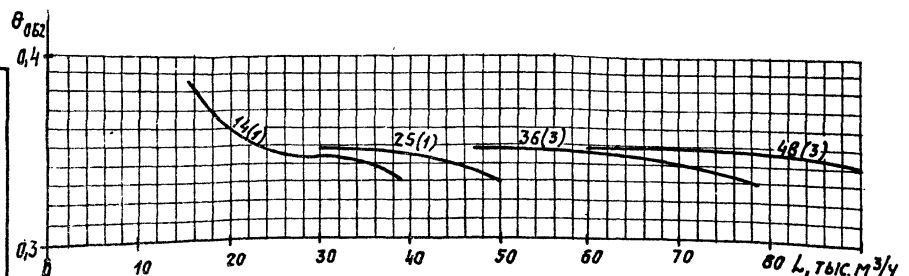
ОБЩИЕ ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ ПЕРЕПАДЫ ТЕМПЕРАТУР
ДЛЯ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННЫХ БЛОКОВ НА БАЗЕ КТЦ 2А
С ТЕПЛООБМЕННИКАМИ ВН (РАСТВОР $CaCl_2$)
(РАСХОД ВОЗДУХА ОТ 90 ДО 140 ТЫС. $м^3/ч$)



43(4) – ТИПОВОЙ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННЫЙ БЛОК N43,
СХЕМА ОБВЯЗКИ ПО ТЕПЛОНОСИТЕЛЮ ТИП 4

Рис. 9

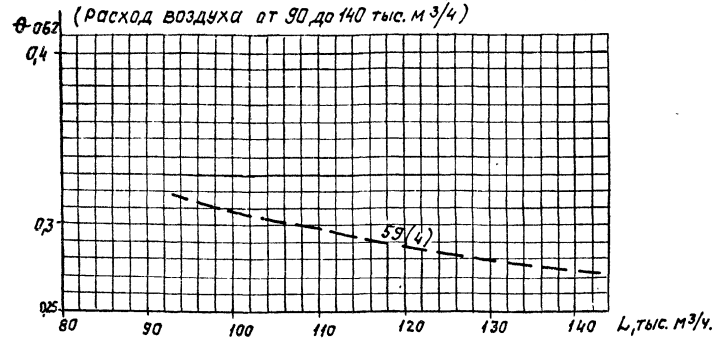
Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе КТЦ 2А с теплообменниками ТП-03 (раствор $CaCl_2$) (расход воздуха от 20 до 90 тыс. $м^3/ч$)



14(1) - типовой теплоутилизационный блок №14, схема обвязки по теплоносителю тип I

Рис. 10

Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе КТЦ 2А с теплообменниками ТП-03 (раствор $CaCl_2$)



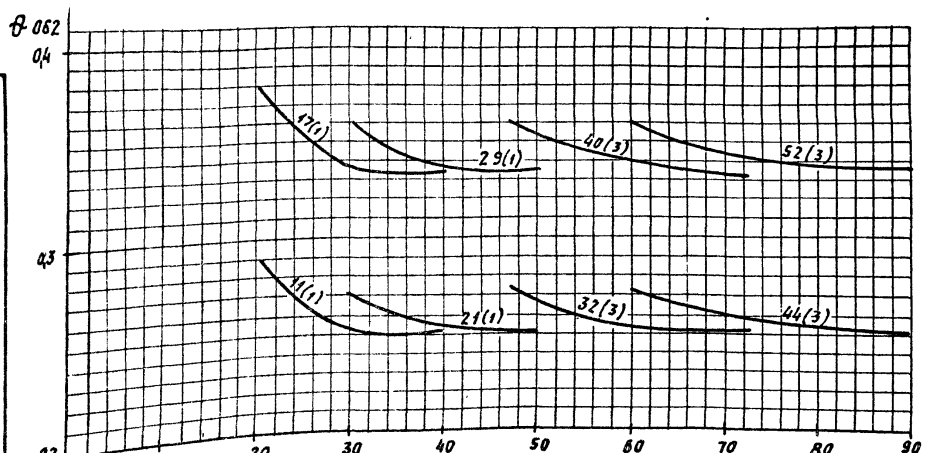
59(4) – типовой теплоутилизационный блок №59, схема обвязки по теплоносителю тип 4.

Рис. 11

Инв. N подл.	Подпись и дата	Взам. инв. N

904-02-26.86 Альбом 1

ОБЩИЕ ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ ПЕРЕПАДЫ ТЕМПЕРАТУР ДЛЯ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННЫХ БЛОКОВ НА БАЗЕ КТЦ 2А С ТЕПЛООБМЕННИКАМИ ТП-04 (раствор $CaCl_2$) (расход воздуха от 20 до 90 тыс. м 3/4)



17(1) - ТИПОВОЙ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННЫЙ БЛОК N17, СХЕМА ОБВЯЗКИ ПО ТЕПЛОНОСИТЕЛЮ ТИП I

Рис. 12

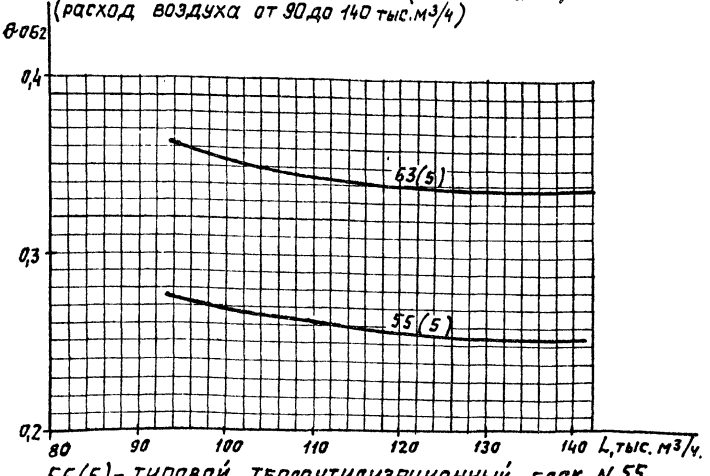
904-02-26.86

21855-01

153

Лист 138

ОБЩИЕ ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ ПЕРЕПАДЫ ТЕМПЕРАТУР ДЛЯ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННЫХ БЛОКОВ НА БАЗЕ КТЦ 2А С ТЕПЛООБМЕННИКАМИ ТП-04 (РАСТВОР $CaCl_2$) (РАСХОД ВОЗДУХА ОТ 90 ДО 140 ТЫС. $м^3/ч$)



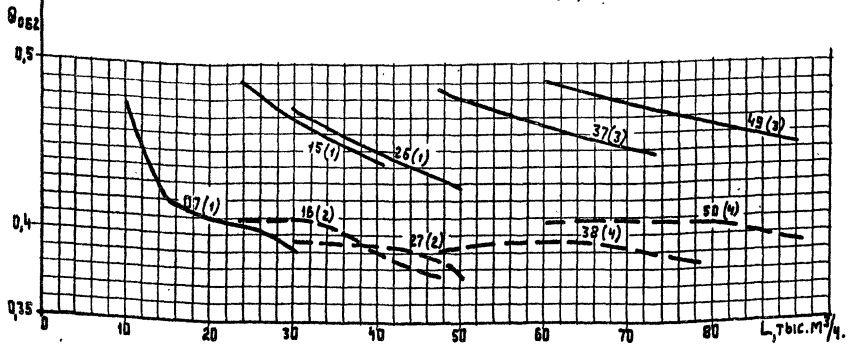
55(5) - ТИПОВОЙ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННЫЙ БЛОК N 55, СХЕМА ОБВЯЗКИ ПО ТЕПЛОНОСИТЕЛЮ ТИП 5

Рис. 13

Инв № подл.	Подпись и дата	Взам. инв №

904-02-26.86 Альбом 1

ОБЩИЕ ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ ПЕРЕПАДЫ ТЕМПЕРАТУР ДЛЯ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННЫХ БЛОКОВ НА БАЗЕ КТЦ 2А С ТЕПЛООБМЕННИКАМИ КСк 3 (раствор $CaCl_2$)
(расход воздуха от 10 до 90 тыс. м³/ч)



07(1) - ТИПОВОЙ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННЫЙ БЛОК N 0,7, СХЕМА ОБВЯЗКИ ПО ТЕПЛОНОСИТЕЛЮ ТИП 1

Рис. 14

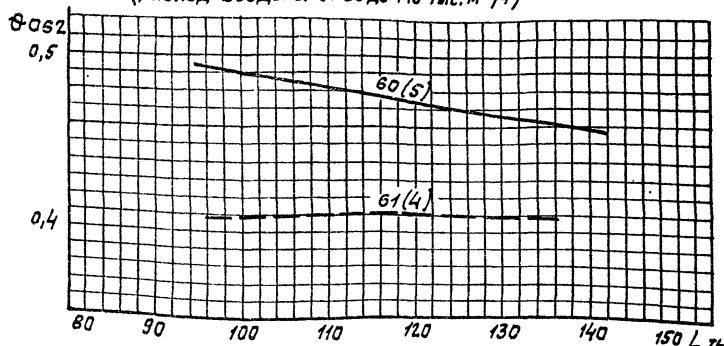
904-02-26.86

21855-01

155

Лист 140

Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе КТЦ 2А с теплообменниками КСК 3 (раствор $CaCl_2$) (расход воздуха от 90 до 140 тыс. м³/ч)



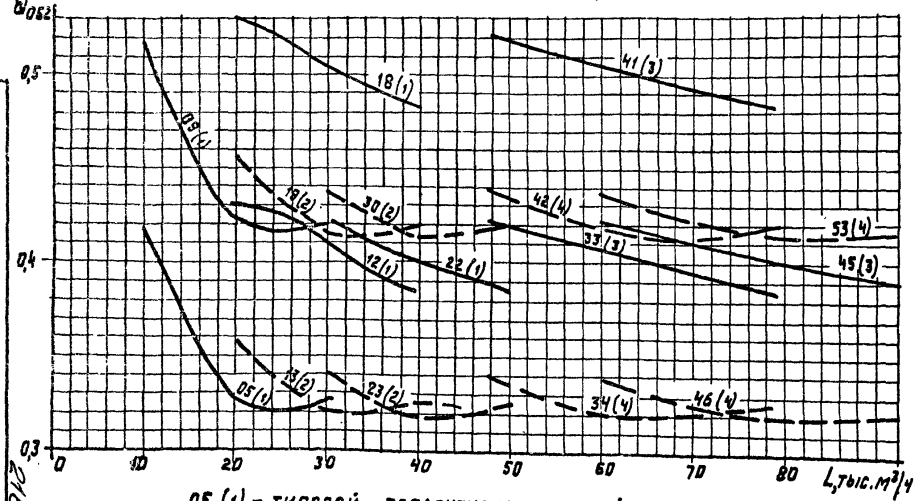
38(4) – типовой теплоутилизационный блок № 38, схема обвязки по теплоносителю тип 4

Рис. 15

Инв. N подл.	Подпись и дата	Взам. инв. N

904-02-26.86 Альбом 1

Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе КТЦ 2А с теплообменниками КСК 4 (раствор $CaCl_2$) (расход воздуха от 10 до 90 тыс. м³/ч)



05 (1) – типовой теплоутилизационный блок N05, схема обвязки по теплоносителю тип 1

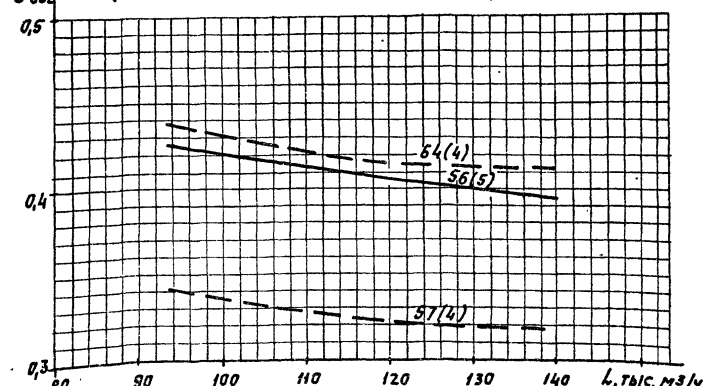
Рис. 16

904-02-26.86

21855-01

157

Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе КТЦ 2А с теплообменниками КСк 4 (раствор $CaCl_2$) (расход воздуха от 90 до 140 тыс. м³/ч)

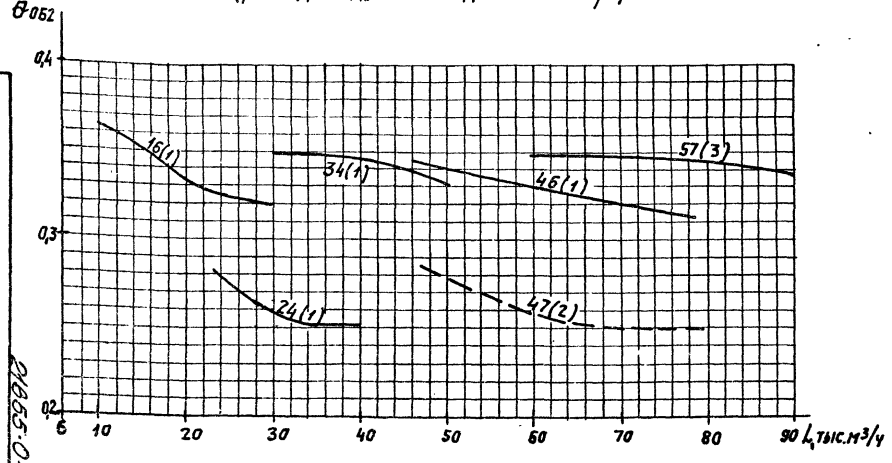


34(4)- типовой теплоутилизационный блок N 34, схема обвязки по теплоносителю тип 4

Рис. 17

ОБЩИЕ ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ ПЕРЕПАДЫ ТЕМПЕРАТУР ДЛЯ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННЫХ БЛОКОВ НА БАЗЕ 2ПК С ТЕПЛООБМЕННИКАМИ ТП-03 (РАСТВОР $CaCl_2$)

(расход воздуха от 10 до 90 тыс. м³/ч)



57(3) – ТИПОВОЙ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННЫЙ БЛОК N 57, СХЕМА ОБВЯЗКИ ПО ТЕПЛОНОСИТЕЛЮ ТИП 3

Рис. 18

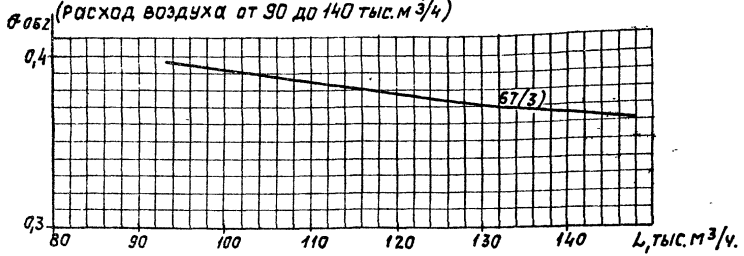
904-02-26.86

21655-01

159

Лист 144

Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе 2ПК с теплообменниками ТП-03 (раствор $CaCl_2$)



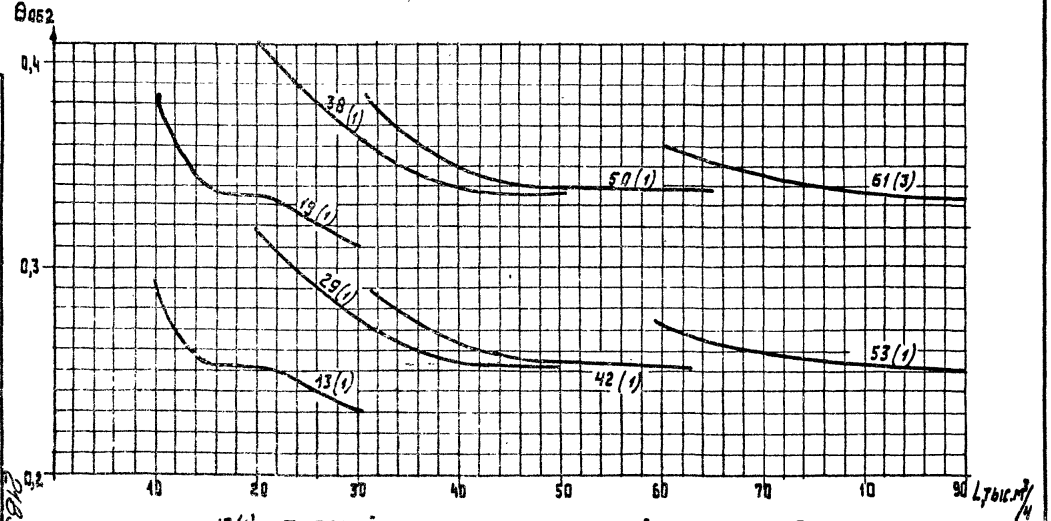
47(2)-типовой теплоутилизационный блок N47, схема обвязки по теплоносителю тип 2.

Рис. 19

Инв Nоодл.	Подпись и дата	Взамен инв.N

904-02-26.86 Альбом 1

Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе 2ПК с теплообменниками ТП-04 (раствор $CaCl_2$) (расход воздуха от 10 до 90 тыс. м³/ч)



13(1) - типовой теплоутилизационный блок N 13, схема обвязки по теплоносителю тип 1

Рис. 20

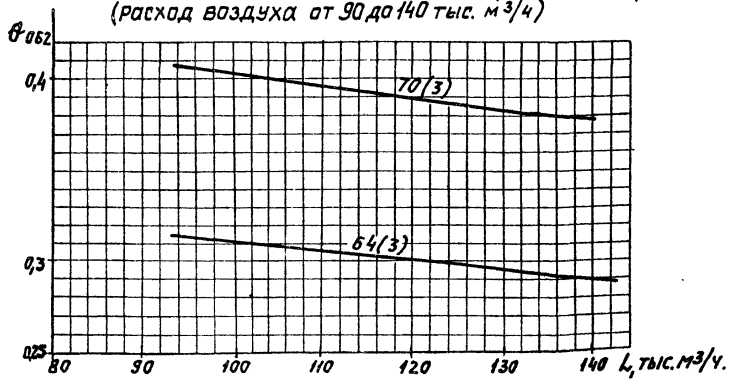
904-02-26.86

21855-01

161

Лист 146

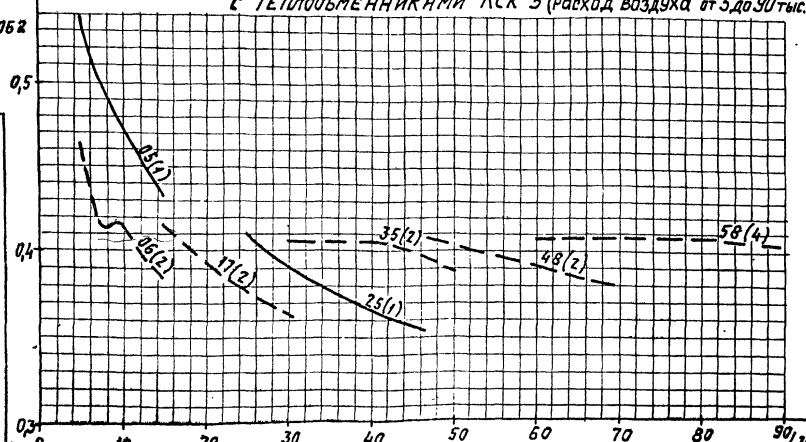
Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе 2ПК с теплообменниками ТП-04 (раствор $CaCl_2$) (расход воздуха от 90 до 140 тыс. $м^3/ч$)



70(3) – типовой теплоутилизационный блок N10, схема обвязки по теплоносителю тип 3

Рис. 21

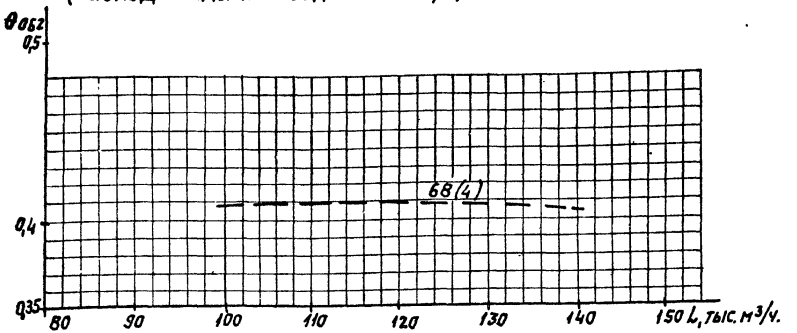
Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе 2ПК с теплообменниками КСк 3 (расход воздуха от 5 до 90 тыс. м³/ч)



06(2) – типовой теплоутилизационный блок N06, схема обвязки по теплоносителю тип. 2 (раствор $CaCl_2$)

Рис. 22

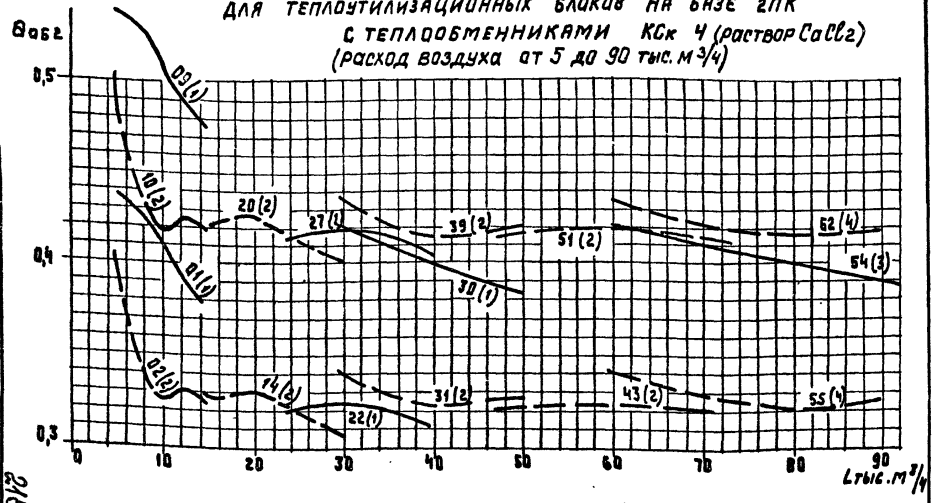
ОБЩИЕ ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ ПЕРЕПАДЫ ТЕМПЕРАТУР ДЛЯ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННЫХ БЛОКОВ НА БАЗЕ 2ЛК С ТЕПЛООБМЕННИКАМИ КСК3 (РАСТВОР $CaCl_2$) (РАСХОД ВОЗДУХА ОТ 90 ДО 140 ТЫС. $м^3/ч$)



58(4) – ТИПОВОЙ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННЫЙ БЛОК N 58, СХЕМА ОБВЯЗКИ ПО ТЕПЛОНОСИТЕЛЮ. ТИП 4

Рис. 23

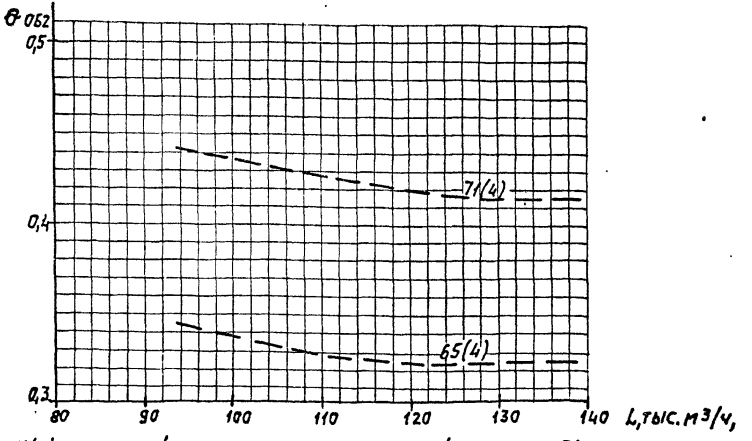
Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе 2ПК с теплообменниками КСк 4 (раствор $CaCl_2$) (расход воздуха от 5 до 90 тыс. м³/ч)



01(1) – типовой теплоутилизационный блок №01. Схема обвязки по теплоносителю тип 1.

Рис. 24

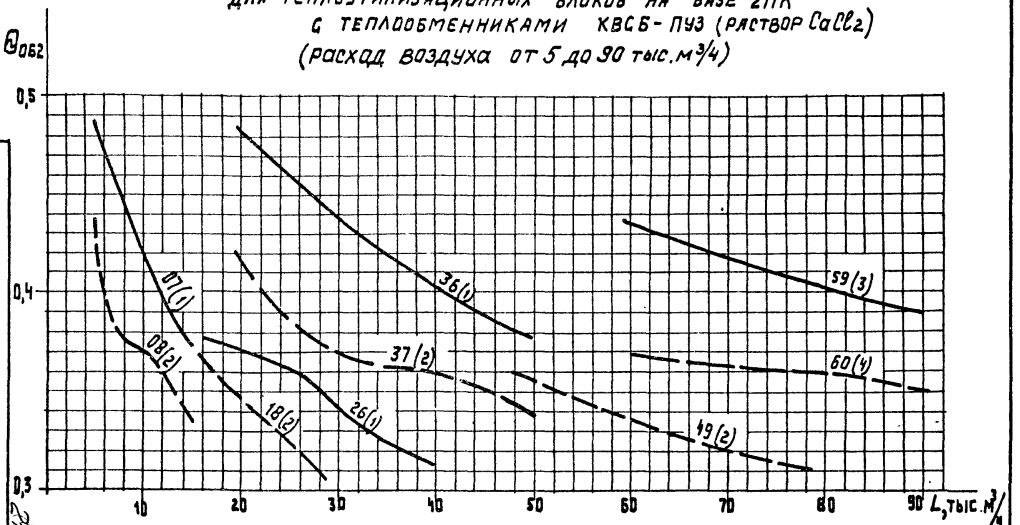
ОБЩИЕ ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ ПЕРЕПАДЫ ТЕМПЕРАТУР ДЛЯ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННЫХ БЛОКОВ НА БАЗЕ 2ПК С ТЕПЛООБМЕННИКАМИ КСк 4 (РАСТВОР $CaCl_2$) (РАСХОД ВОЗДУХА ОТ 90 ДО 140 ТЫС. $м^3/ч$)



51(2) – ТИПОВОЙ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИОННЫЙ БЛОК N51, СХЕМА ОБВЯЗКИ ПО ТЕПЛОНОСИТЕЛЮ ТИП 2

Рис. 25

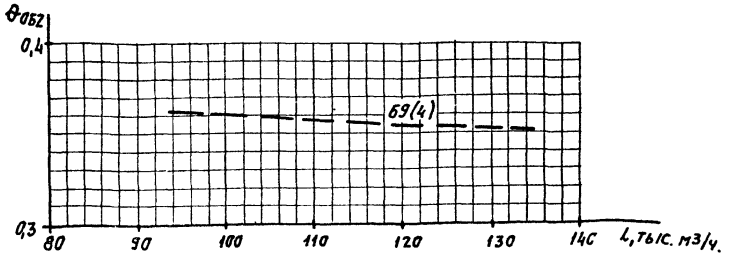
Общие относительные перепады температур
для теплоутилизационных блоков на базе 2ПК
с теплообменниками КВСБ-ПУ3 (раствор $CaCl_2$)
(расход воздуха от 5 до 90 тыс. $м^3/ч$)



08(2) - типовой теплоутилизационный блок NOB,
Схема обвязки по теплоносителю тип 2

Рис. 26

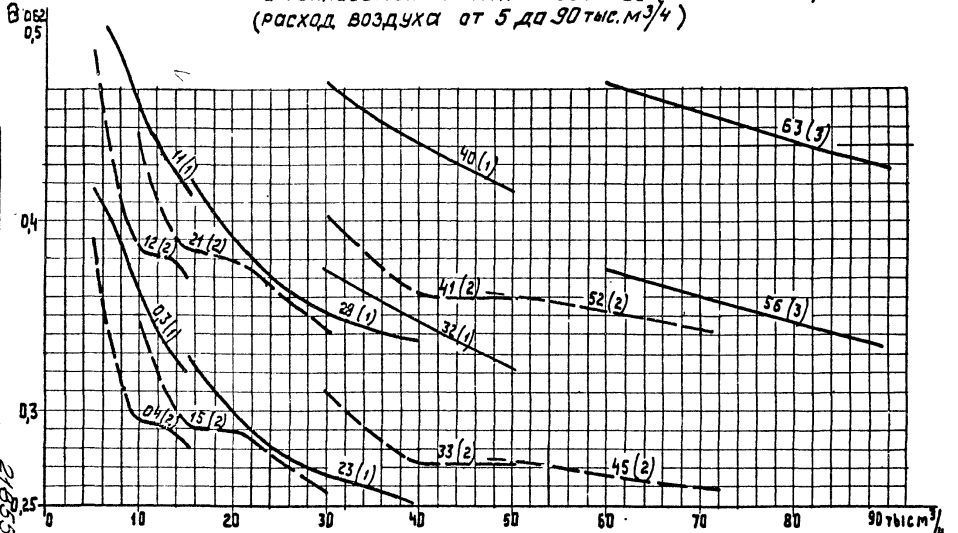
Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе 2ПК с теплообменниками КВСБ-ПУЗ (раствор $CaCl_2$) (расход воздуха от 90 до 140 тыс. м³/ч)



60(4) - типовой теплоутилизационный блок N 60, схема обвязки по теплоносителю тип 4

Рис. 27

Общие относительные перепады температур
для теплоутилизационных блоков на базе 2ПК
с теплообменниками КВББ-ПУЗ (раствор $CaCl_2$)
(расход воздуха от 5 до 90 тыс. $м^3/ч$)

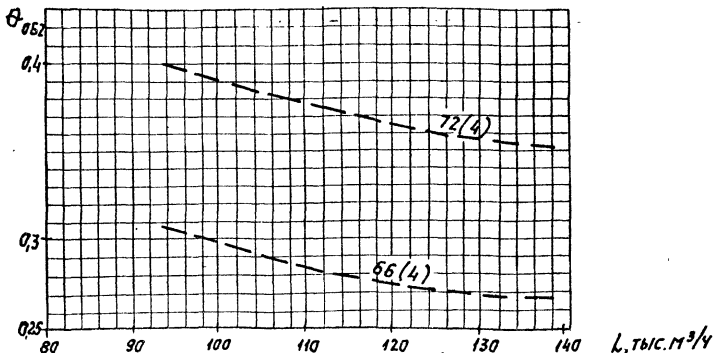


04 (2) - типовой теплоутилизационный блок N 04,
Схема обвязки по теплоносителю тип 2

Рис. 28

Общие относительные перепады температур для теплоутилизационных блоков на базе 2ПК с теплообменниками КВББ-ПУ3 (раствор $CaCl_2$)

(расход воздуха от 90 до 140 тыс. м3/4)



52(2) – типовой теплоутилизационный блок N52, схема обвязки по теплоносителю тип 2

Рис. 29

Поправочный коэффициент ξ_w

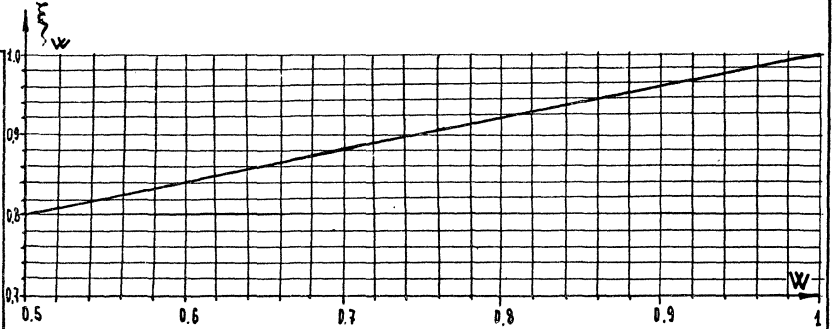


Рис. 30

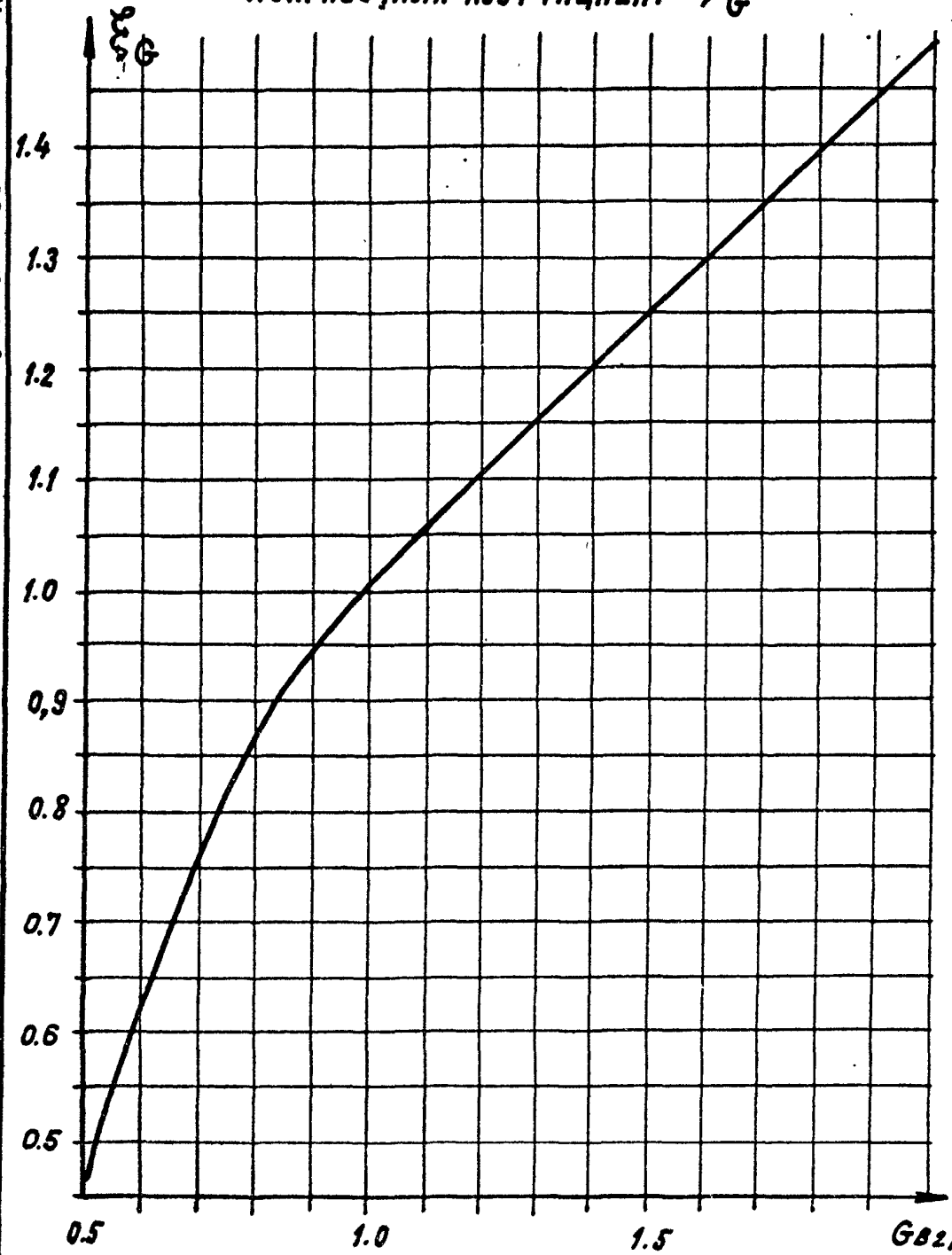

Поправочный коэффициент ξ_G
ξ_G
1.4
1.3
1.2
1.1
1.0
0,9
0.8
0.7
0.6
0.5
0.5
1.0
1.5
G_{B2}/G_{B1}

Рис. 31

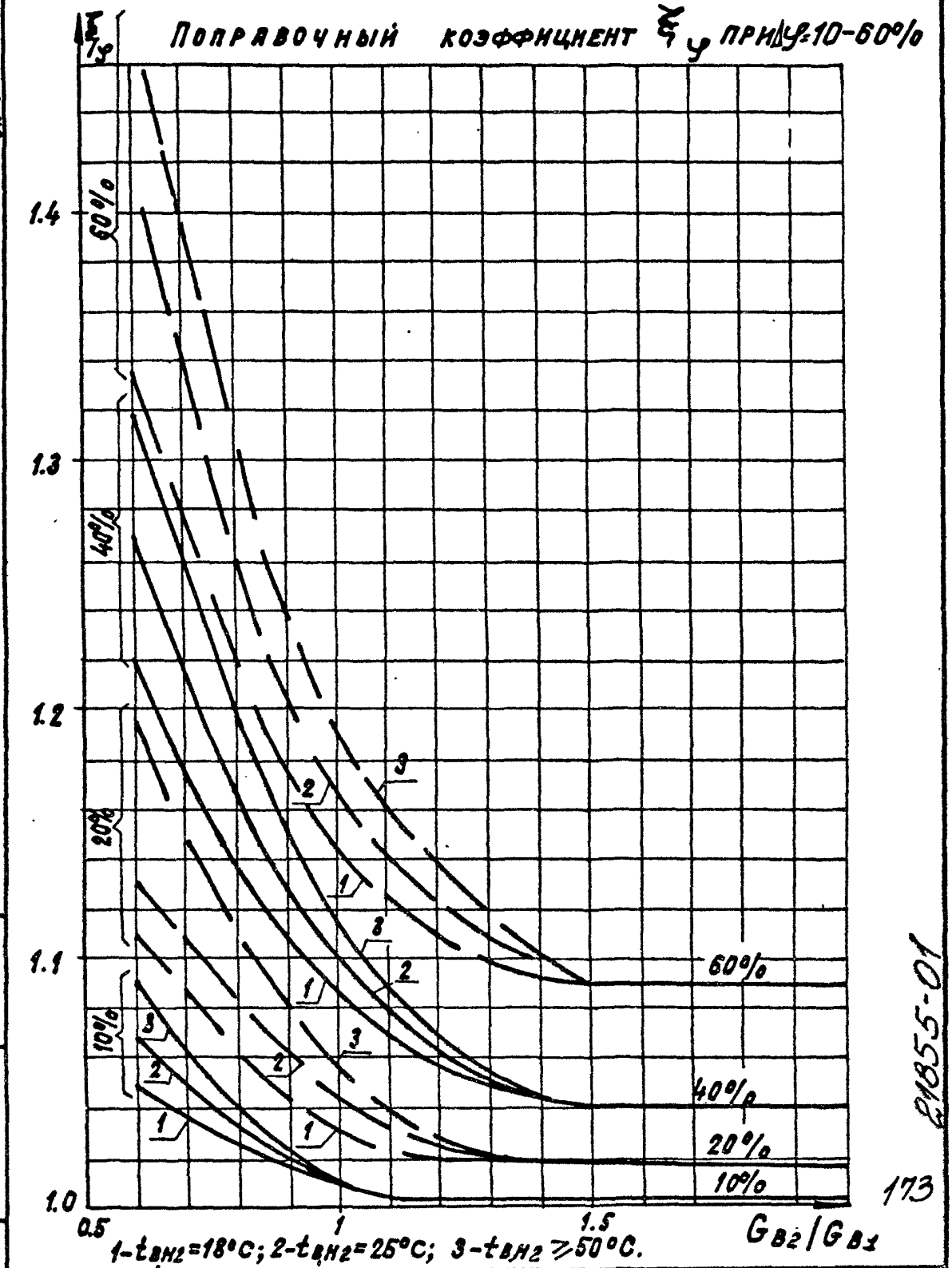
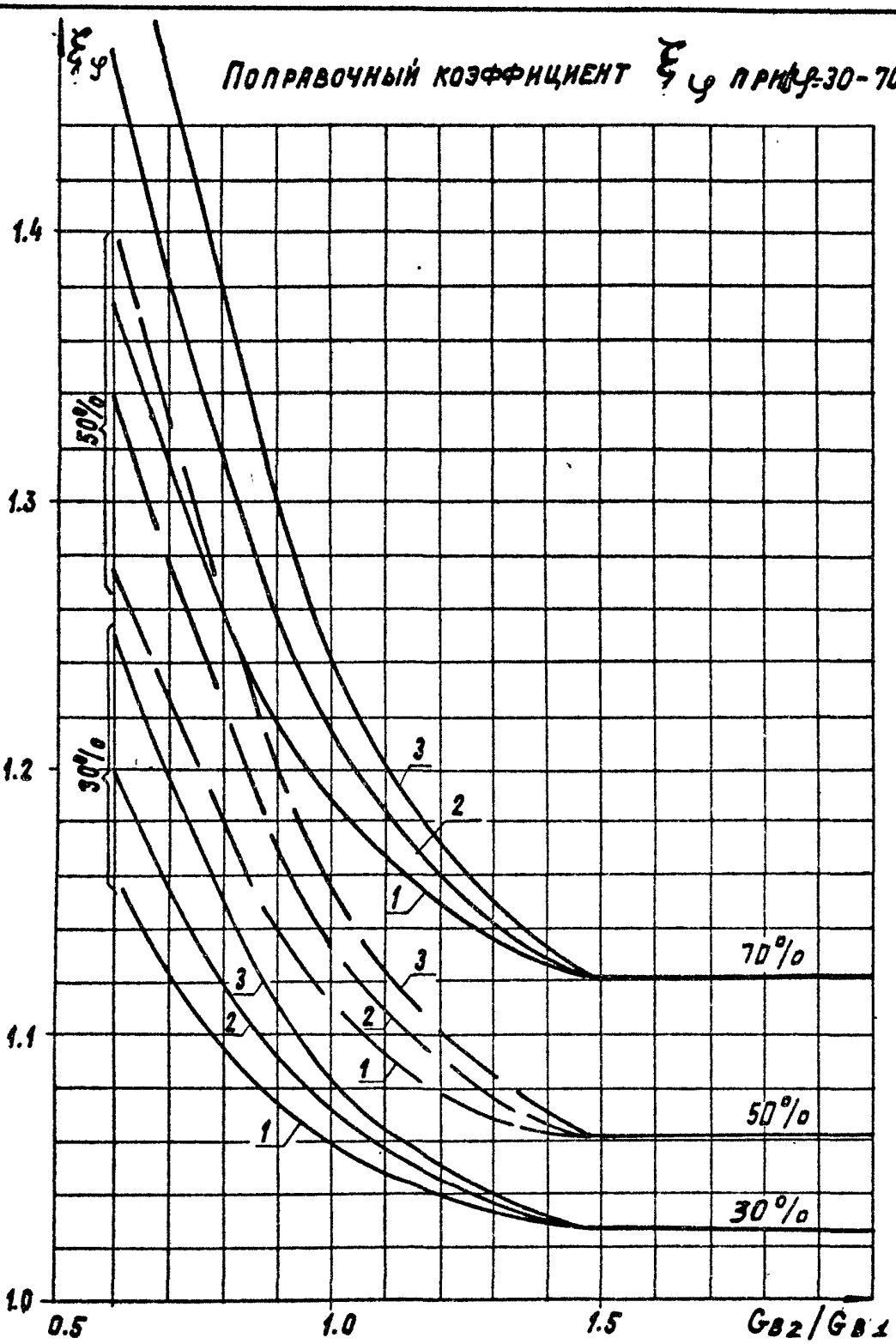

Поправочный коэффициент ξ_y при Δy=10-60%
ξ_y
1.4
1.3
1.2
1.1
1.0
60%
40%
20%
10%
0.5
1
1.5
G_{B2}/G_{B1}
1-$t_{вн2}$=18°С; 2-$t_{вн2}$=25°С; 3-$t_{вн2}\geqslant$50°С.

Рис. 32



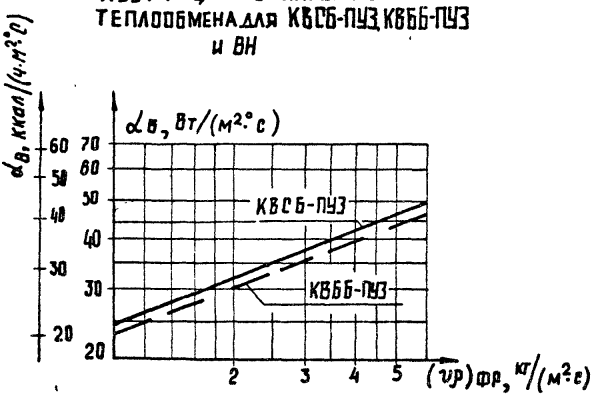
1-$t_{вн2}$ = 18°С; 2-$t_{вн2}$ = 25°С; 3-$t_{вн2} \geq$ 50°С

21855-01

Рис. 33

Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. №

Коэффициенты наружного теплообмена для КВСБ-ПУЗ, КВББ-ПУЗ и ВН



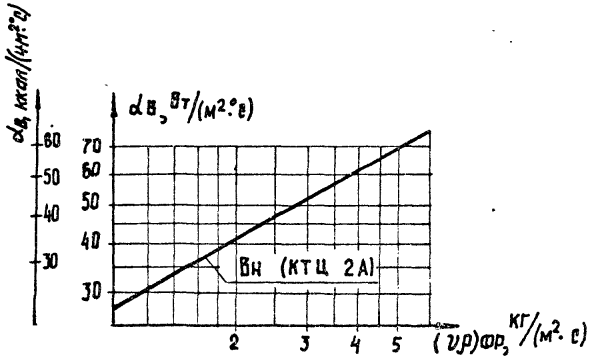
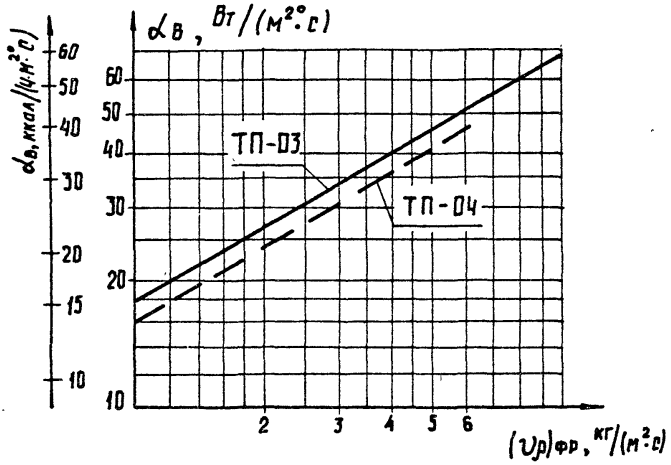


Рис.34

175

21855-01

Коэффициенты наружного теплообмена для ТП-03, ТП-04, КСк 3 и КСк 4



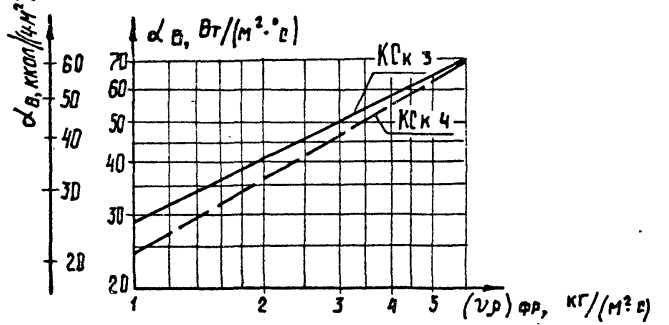
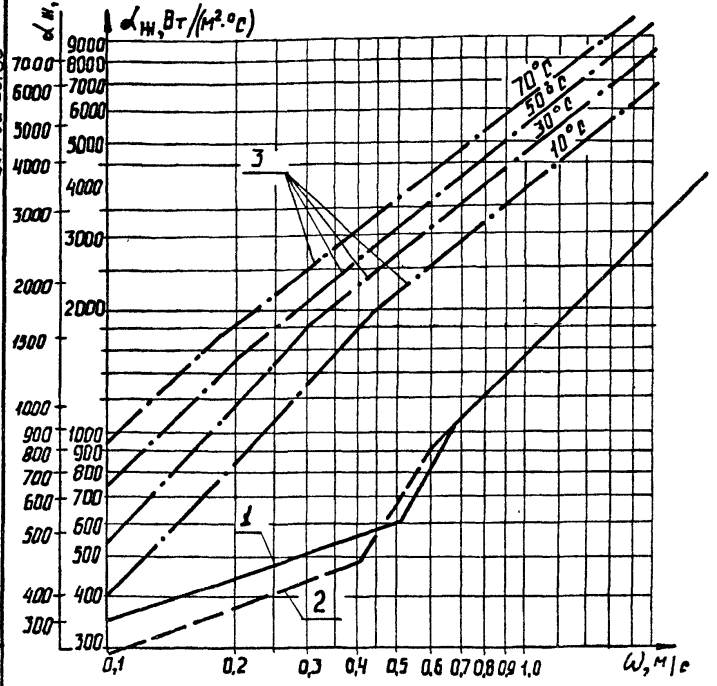


Рис. 35

904-02-26.86
Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. №

Коэффициенты внутреннего теплообмена



1 - Для теплообменников типа ТП, КСК, КВСБ-ПУЗ и КВББ-ПУЗ с незамерзающим теплоносителем

2 - Для теплообменников типа ВН с незамерзающим теплоносителем.

3 - Для теплообменников типа ТП, КСК, КВСБ-ПУЗ, КВББ-ПУЗ и ВН с теплоносителем вода

Рис. 36

177

21855-01

Инв. N подл. | Подпись и дата | Взам. инв. N

Коэффициенты теплопередачи воздухонагревателей КТЦ 2А однорядных (раствор $CaCl_2$)

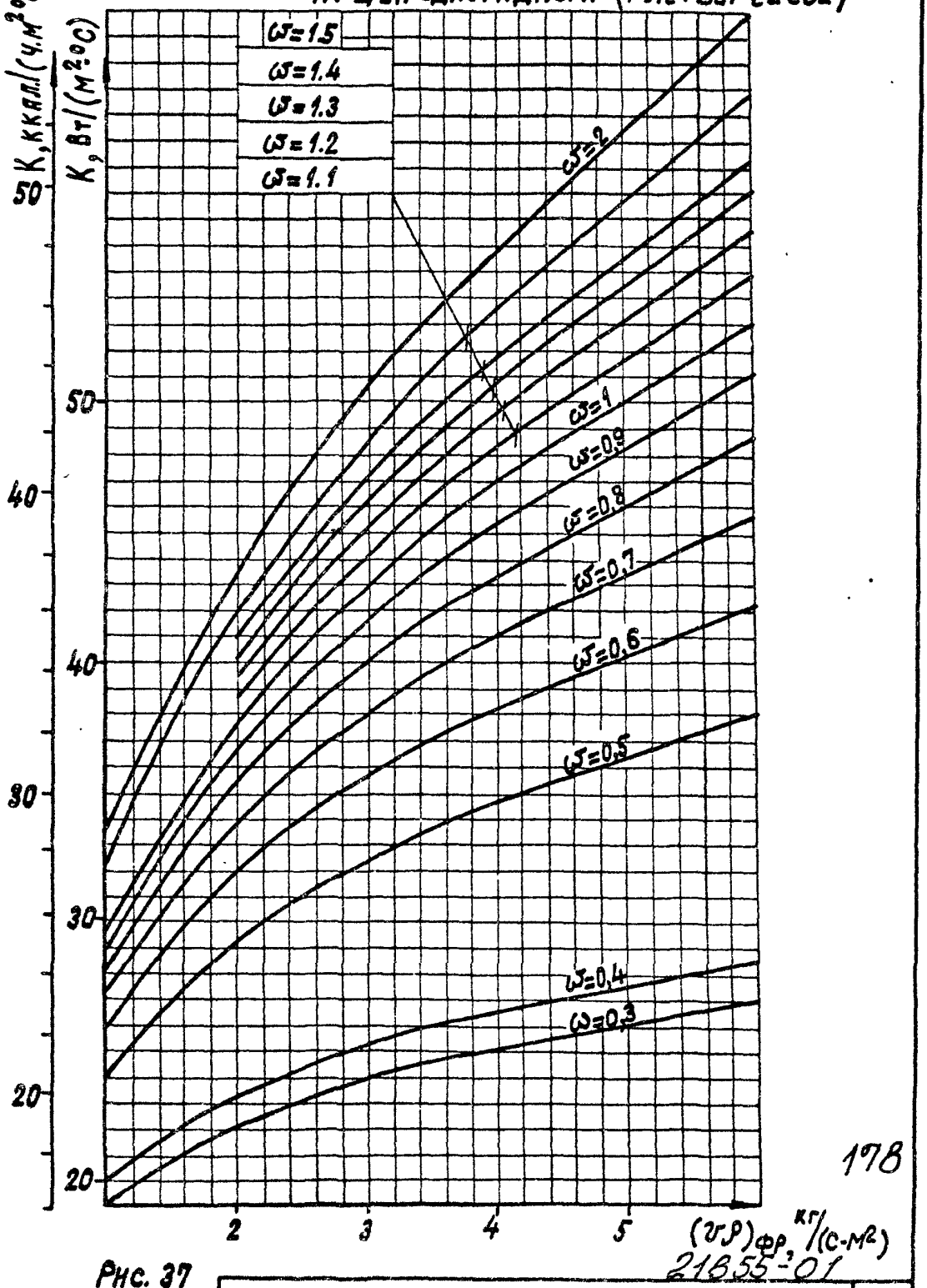


Рис. 37

178

21855-01

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

Коэффициенты теплопередачи воздухонагревателей КТЦ-2А двухрядных (раствор $CaCl_2$)

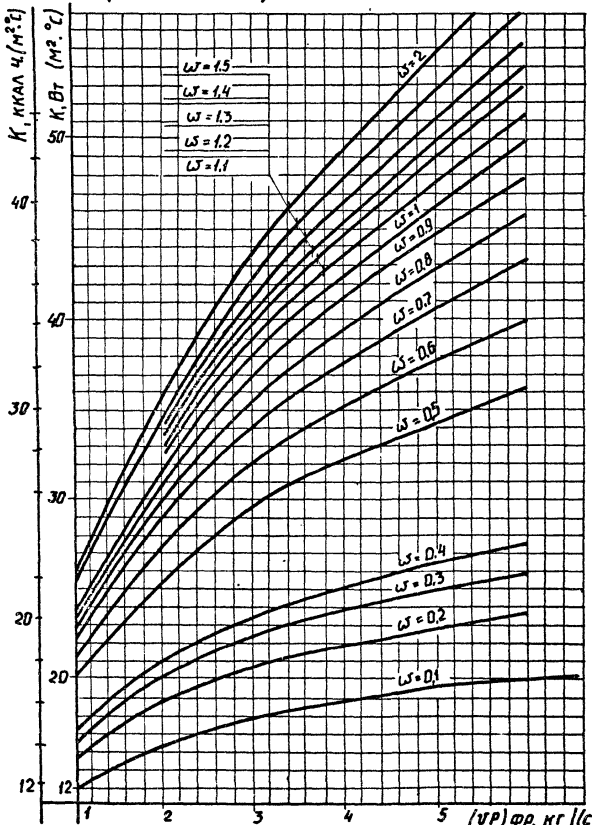


Рис. 38

Коэффициенты теплопередачи теплоутилизаторов ТП.05-Т1 РК.03; ТП.16-Т1 РК.03; ТП.25-Т1 РК.03

(раствор $CaCl_2$)

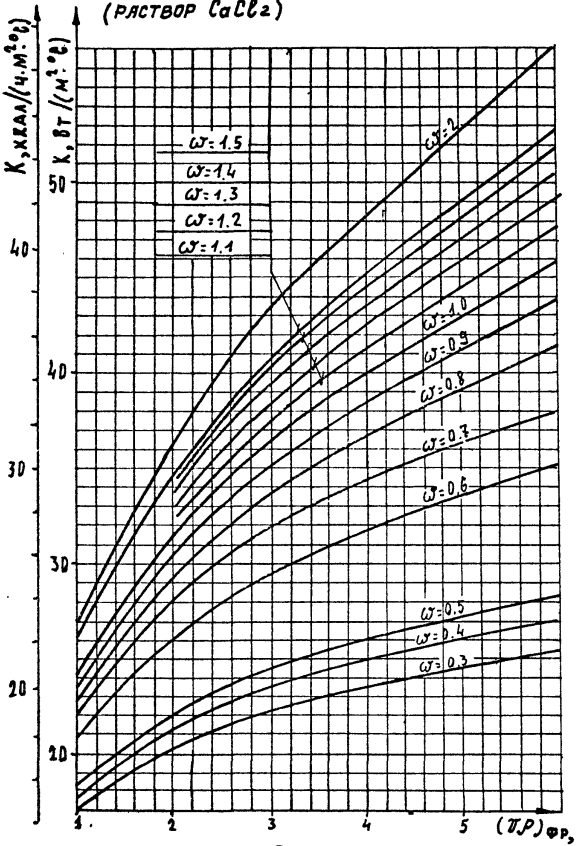


Рис. 39

180

21855-01

Коэффициенты теплопередачи теплоутилизаторов ТП.05-Т1РК.04; ТП.16-Т1РК.04; ТП.25-Т1РК.04 (раствор $CaCl_2$)

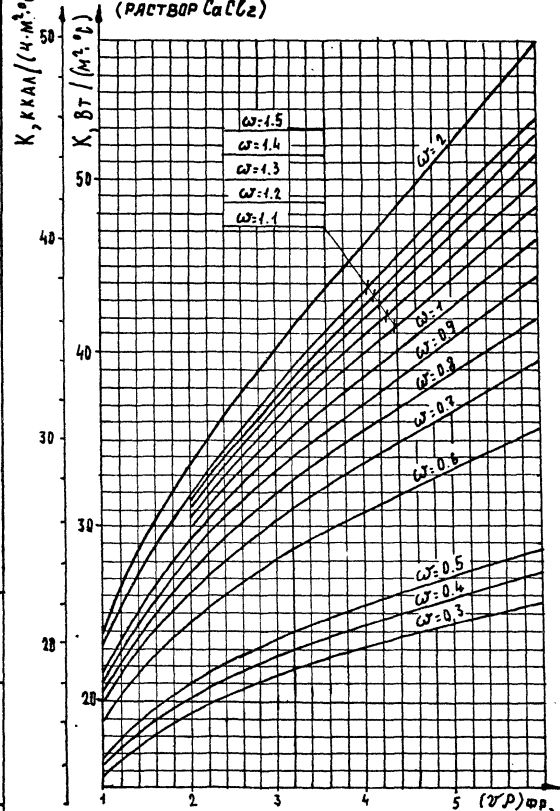


Рис. 40

21855-01 181

Коэффициенты теплопередачи калориферов КСк3 (раствор $CaCl_2$)

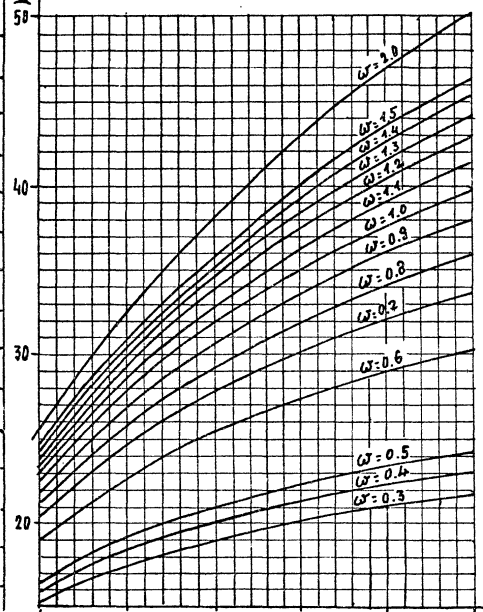


Рис. 41

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

Коэффициенты теплопередачи калориферов КСк 4 (раствор $CaCl_2$)

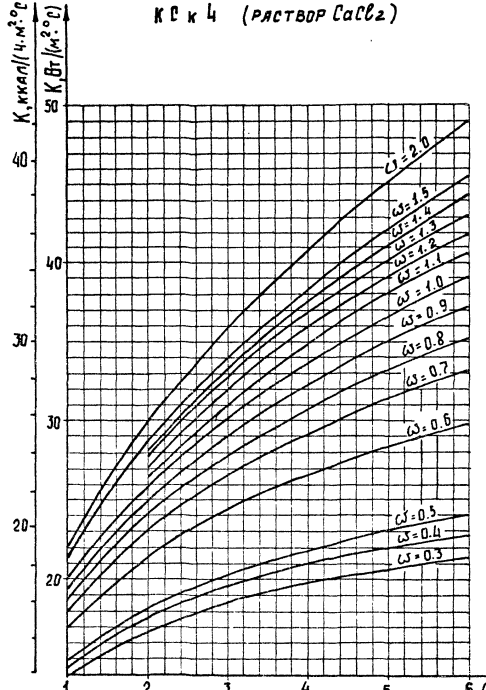


Рис. 42

21855-01

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

Коэффициенты теплопередачи калориферов КВСБ-ПУ3 (раствор $CaCl_2$)

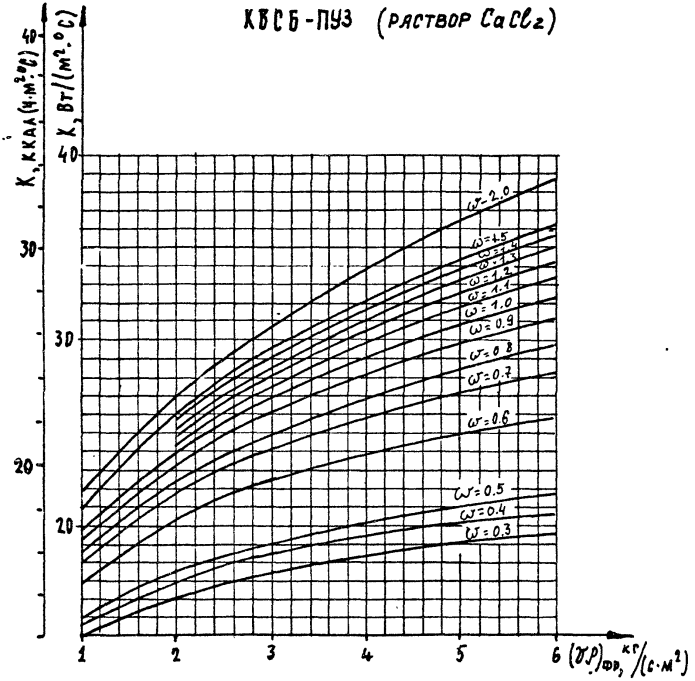


Рис. 43

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

Коэффициенты теплопередачи калориферов КВББ-ПУ3 (раствор $CaCl_2$)

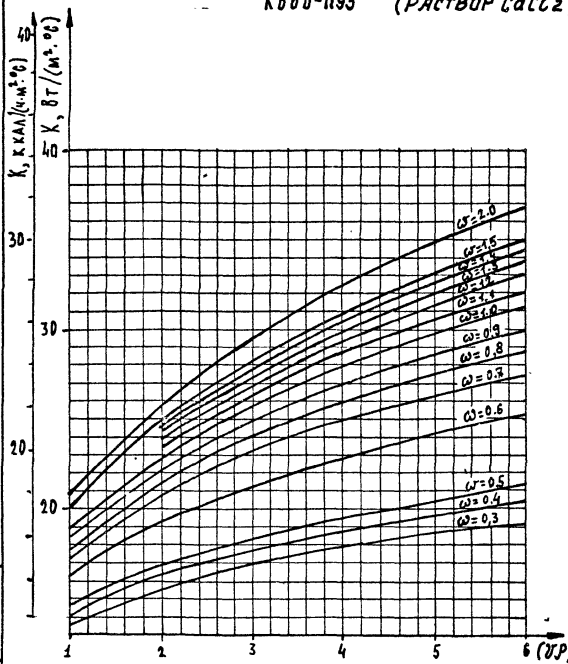


Рис. 44

Инв.№подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

Температурная эффективность теплообменников

(раствор $CaCl_2$)

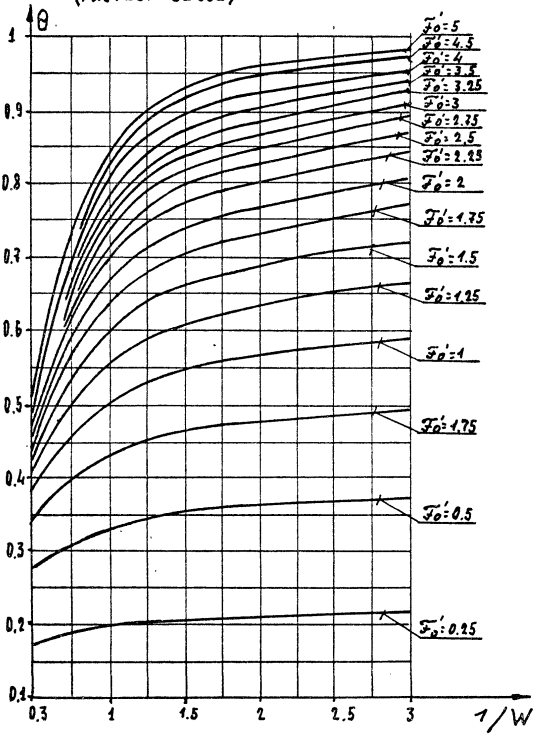


Рис. 45

186

21855-01

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв. №

Зависимость между $d_{рс}$ и параметром A

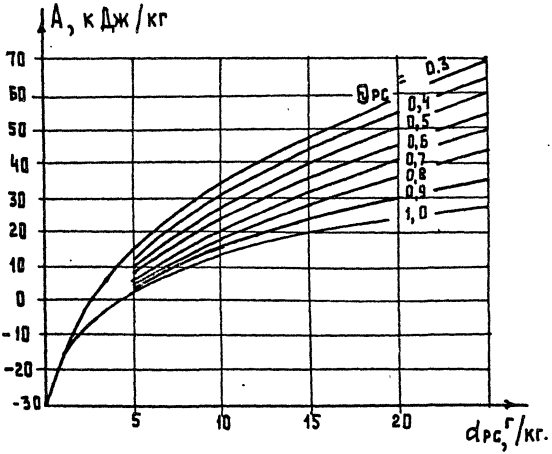
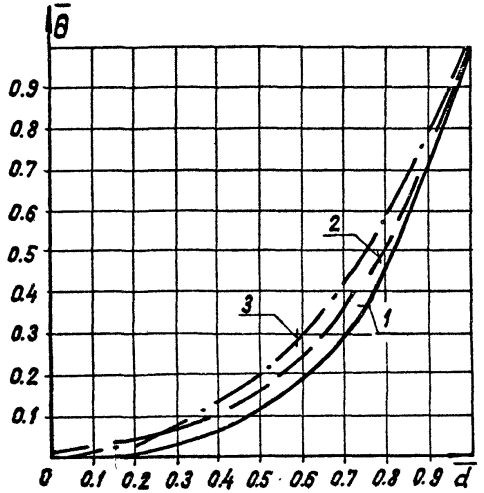


Рис. 46

Инв.№подл. | Подп. и дата | Взам. инв.№

Обобщенная зависимость $\bar{\theta}$ от $\bar{d}$



1 - $\bar{F}_0' = 1.6$; 2 - $\bar{F}_0' = 2.4$; 3 - $\bar{F}_0' = 3.2$.

Рис. 47

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

Относительный перепад температур для группы теплообменников

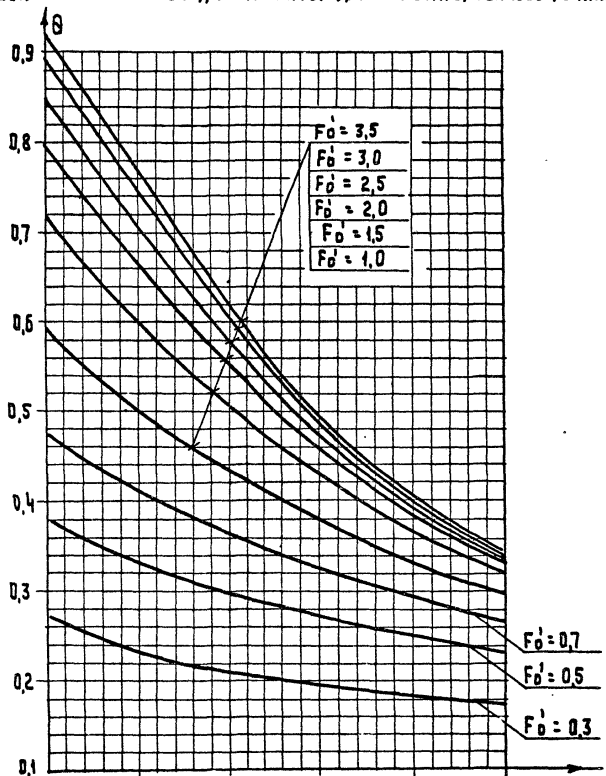


Рис. 48

189

21855-01

Инв.№ подл. | Подп. и дата | Взам. инв.№

Относительный перепад температур для одного теплообменника

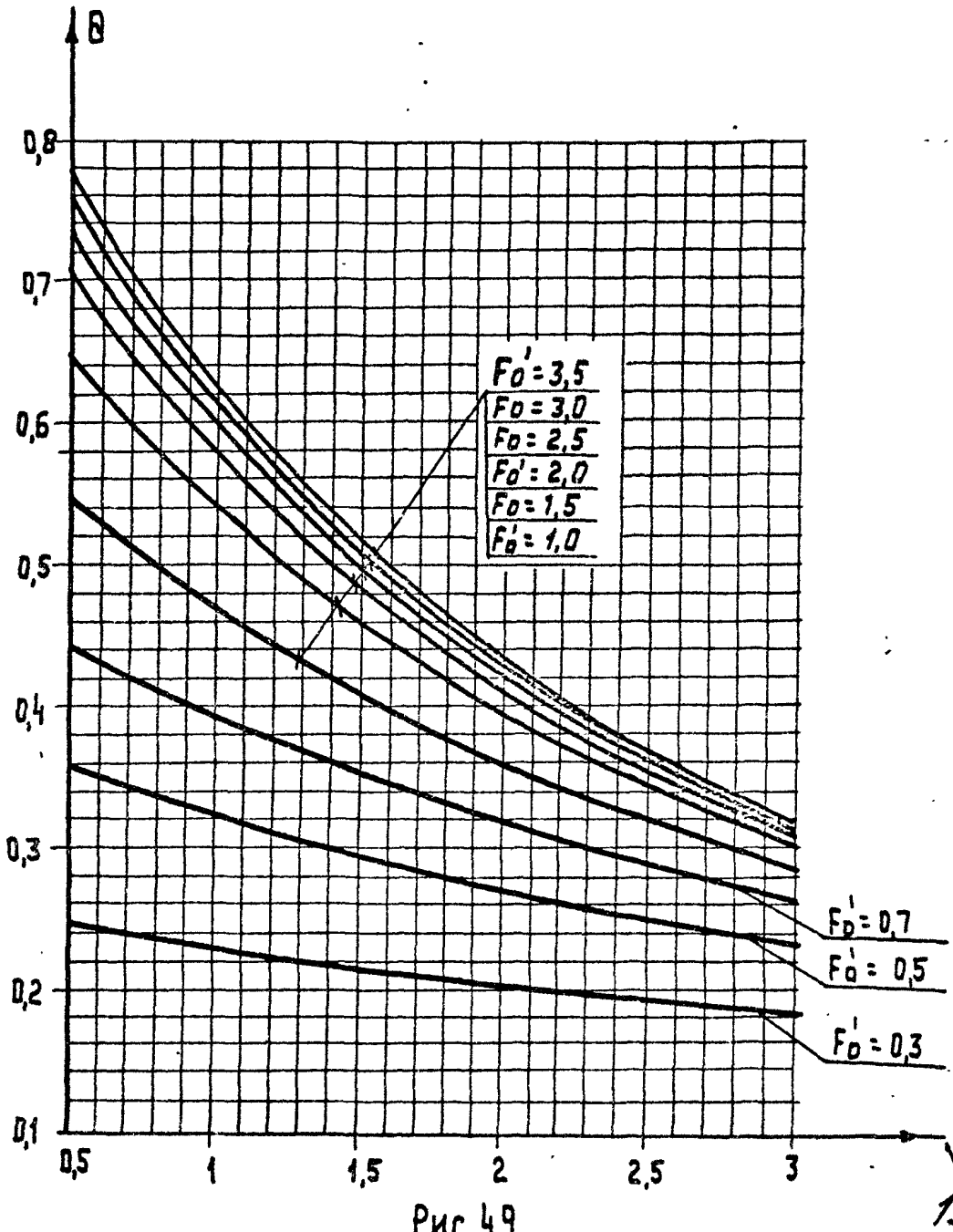
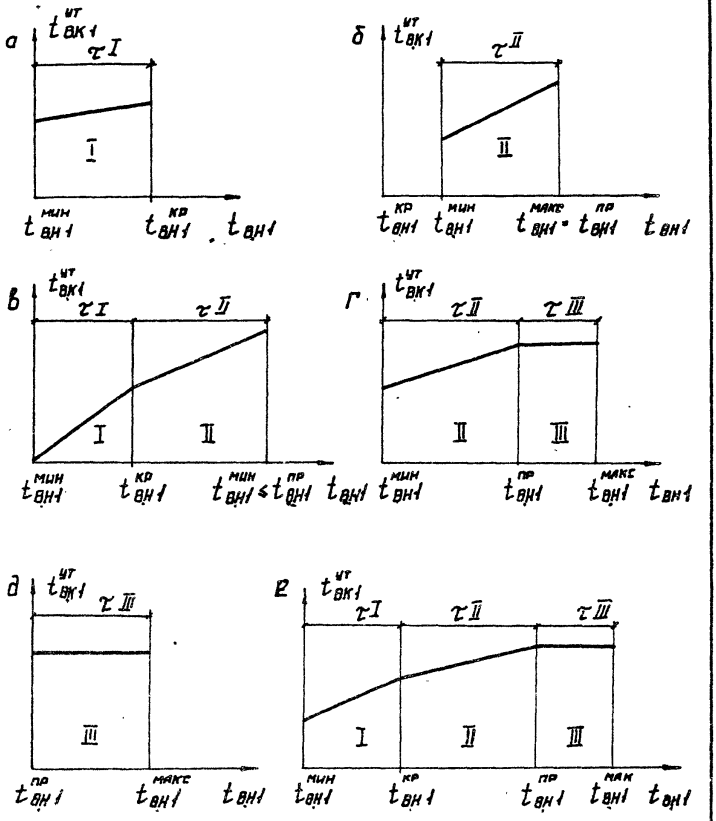


Рис. 49

21855-01

Инв. N подл. | Подп. и дата | Взам. инв. N

Периоды работы СУПТ без подогрева в годовом режиме



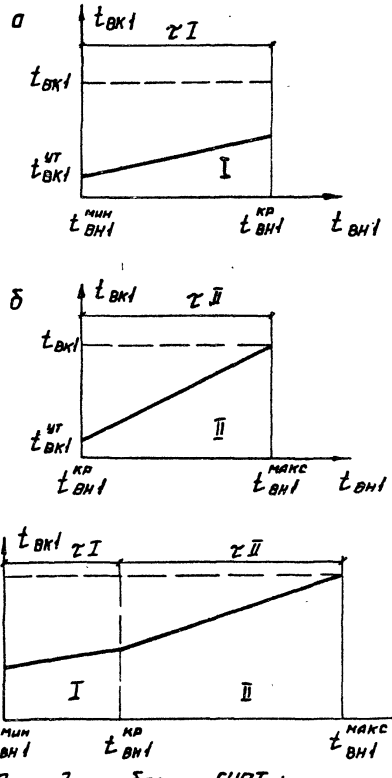
Периоды работы СУПТ:
а-I; б-II; в-I и II; г-II и III; д-III; е-I, II и III

191

Рис. 50

21855-01

Периоды работы СУПТ с подогревом в годовом режиме



Периоды работы СУПТ:
а - I, б - II, в - I и II

Рис. 51

192

21855-01

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

Приложение 4

П Р И М Е Р I. Расчет по упрощенному графо-аналитическому методу СУПТ без подогрева с одиночными установками.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

I. В СУПТ без подогрева промежуточного теплоносителя утилизуется теплота воздуха, удаляемого одной вытяжной установкой, для нагрева воздуха одной приточной установки.

Расчетные данные: $L_{в2}$ = 22000 м³/ч; $G_{в2}$ = 26400 кг/ч; $t_{в.н2}$ =26°С; $\varphi_{в.н2}$ = 50%; $i_{в.н2}$ = I2,8 ккал/кг; $L_{в1}$ = 22000 м³/ч; $G_{в1}$ = 26400 кг/ч; $t_{в.н1}$ = - 55°С; $t_{в.к1}$ = 26°С $t_{в.н1}^{ср(от)}$ = - I9,5°С; отопительный период - - 254 дня; режим работы - двухсменный; $\tau^{от}_{.п}$ = 2804 ч.

2. В качестве основного оборудования приточных установок используется типовая приточная камера 2ПК - 3I,5.

3. Расчет СУПТ выполняется по упрощенному графо-аналитическому методу (раздел 8) в системе единиц МКГСС.

Требуется определить:

технические характеристики ТУБ (тип и количество теплоутилизаторов, число рядов трубок, схемы обвязки) приточной и вытяжной установки, $t_{в.к1}^{ут(ст)}$, $Q_{ч}^{ут}$, $Q_{ч}^{т}$.

Порядок расчета

I. На основании сопоставления показателей типовых ТУБ, приведенных в альбоме 5 (см.в табл.3.3 показатели ТУБ, рассчитанных на "параметры воздуха" 4) принимаем ТУБ 27.

Из табл.2 и 5 альбома 4 выписываем необходимые данные и заносим их в табл.I.

193

21855-01

Таблица I

Установка	ТУБ							
	Номер	Индекс	Схемы обвязки	Теплоутилизатор				
				Тип (индекс)	Количество, шт	Число рядов трубок	$f_{тр}^{(i)}$, м²	$f_{ж}^{(i)}$, м²
ВI	27	2.03.3.I2	I	КСк4-I2-02 ХЛ3А	3	I2	2,488	0,0052
III	27	2.03.3.I2	I	КСк4-I2-02 ХЛ3А	3	I2	2,488	0,0052

2. Определяем $t_в^{ср}$ по формуле (8.6)

$$t_в^{ср} = \frac{26 + (-55)}{2} = -I4,5^{\circ}C$$

В качестве теплоносителя принимаем незамерзающий 30% раствор хлористого кальция с $t_{ж}^{зам} = -55^{\circ}C$.

3. Определяем $G_ж$ при $W = I$ по формуле (8.7)

$$G_ж = \frac{26400 \cdot 0,24}{0,675 \cdot I} = 9387 \text{ кг/ч.}$$

$W_1 = W_2 = I$, так как $G_{в1} = G_{в2}$.

4. Определяем ω_1 и ω_2 по формуле (8.I0)

$$\omega_1 = \omega_2 = \frac{9387}{3600 \cdot I260 \cdot 0,0052} = 0,398 \text{ м/с,}$$

194

5. Находим $\Delta P_{ж}$ по графикам рис.5 приложения 3.

Для ТУБ установки BI и III по характеристике 27 (I) (27-номер ТУБ, I-тип обвязки) $\Delta P_{ж1} = \Delta P_{ж2}$ = 53 кПа = = 5300 кгс/м^2.

6. Определяем $(\nu\rho)_{пр1}$ и $(\nu\rho)_{пр2}$ по формуле (8.I2)

$$(\nu\rho)_{пр1} = (\nu\rho)_{пр2} = \frac{26400}{3600 \cdot 2{,}488} = 2{,}95 \text{ кг/м}^2\text{.с.}$$

7. Находим $\Delta P_{в1} = \Delta P_{в2}$ =53.3= I59 Па = I5,9 кгс/м^2, где 53 Па – потери давления в одном теплообменнике по рис.7 приложения 3.

8. Определяем $\vartheta_{об1}$ по рис. 24 приложения 3 (см. п.8.I3). На оси абсцисс откладываем значение $L_в$ = 22000 м^3/ч, проводим вертикальную линию до пересечения с характеристикой 27 (I).

Ордината точки пересечения определяет значение $\vartheta_{об1}$ =0,4I5.

9. Находим $\varphi_{сум}$ по табл. 8 приложения 2 при $t_{в.н2}$ = 26°С и $t_{в.н1}$ = –55°С

$$\varphi_{сум} = 4\% .$$

I0. Определяем режим работы вытяжной установки ($\varphi_{сум}$ +5) = = 9%. ТУБ вытяжной установки работает в режиме выпадения конденсата, так как $\varphi_{в.н2} > (\varphi_{сум} + 5)$.

Находим $\Delta\varphi$ по п. 8.I9 $\Delta\varphi$ = 50–9 = 4I%.

Определяем ξ_φ = I,I по графику рис. 32 приложения 3.

II. Уточняем $\vartheta_{об1}^{(ф)}$ по формуле (8.22)

$\vartheta_{об1}^{(ф)} = 0{,}4I5 \cdot I \cdot I \cdot I{,}I = 0{,}456$, где

$\xi_c = I$; $\xi_w = I$, так как $G_{в1} = G_{в2}$.

195

21855-01

I2. Определяем $t_{в.к1}^{ут}$ по формуле (8.23)

$$t_{в.к1}^{ут} = -55 + 0{,}456\,[26 - (-55)] = -I8^{\circ}C.$$

I3. Определяем Θ_1 по формуле (8.24)

$$\Theta_1 = \frac{I + I}{I + I/0{,}456} = 0{,}627,$$

где $\bar{G}_в = \frac{26400}{26400} = I.$

I4. Определяем $t_{ж.к2}$ по формуле (8.25)

$$t_{ж.к2} = -55 + \frac{-I8 - (-55)}{0{,}627} = 4^{\circ}C.$$

I5. Определяем $t_{ж.к1}$ по формуле (8.26)

$$t_{ж.к1} = 4 - I \cdot (-I8 - (-55)) = -33^{\circ}C.$$

$t_{ж.к1} < 7^{\circ}C$, в качестве теплоносителя сохраняем 30% раствор хлористого кальция с $t_{ж}^{зам} = -55^{\circ}C = t_{в.н1}$.

I6. Определяем $Q_4^{ут}$ по формуле (8.27)

$$Q_4^{ут} = 26400 \cdot 0{,}24 \cdot 0{,}456\,[26-(-55)] = 234026 \text{ ккал/ч}.$$

I7. Определяем $Q_4^{т}$ по формуле (8.28)

$$Q_4^{т} = 26400 \cdot 0{,}24\,[26 - (-I8)] = 278784 \text{ ккал/ч}.$$

ПРИМЕР 2. Расчет по упрощенному графо-аналитическому методу СУПТ без подогрева с группами установок. Расчет годового потребления теплоты.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

I. В СУПТ без подогрева промежуточного теплоносителя утилизируется теплота воздуха I0 вытяжных установок для нагрева воздуха в двух приточных установках. Расчетные данные приведены в табл.I

Таблица I

Установка	Расход воздуха		Параметры воздуха				
	$L_в^{(i)}$, м³/ч	$G_в^{(i)}$, кг/ч	$t_{в.нг}^{(i)}$, °С	$\varphi_{в.нг}^{(i)}$, %	$i_{в.нг}^{(i)}$, ккал/кг	$t_{в.н}^{(i)}$, °С	$t_{в.кг}^{(i)}$, °С
В1	I2080	I4500	20	60	I0,3	–	–
В2	I4I70	I7000	I8	60	8,2	–	–
В3	I4I70	I7000	20	60	9,2	–	–
В4	25000	30000	I8	60	I0,5	–	–
В5	I3330	I6000	20	60	8,4	–	–
В6	9I70	II000	I8	60	8,2	–	–
В7	I5830	I9000	20	60	9,2	–	–
В8	20830	25000	I8	60	I0,5	–	–
В9	20000	24000	I8	60	9,0	–	–
В10	I4I70	I7000	I8	60	8,2	–	–
П1	6045I5	72500	–	–	–	–25	I4
П2	6045I5	72500	–	–	–	–25	I4

$t_{в.нI}^{средн}$ = –3,6°С; $t_{в.нI}^{мин}$ = – 40°С.

Место строительства – Москва.

Отопительный период 2I3 дней = 5II2 ч, режим работы двухсменный (n=0,46), $\tau^{от} \cdot n$ =5II2 · 0,46 = 2352 ч.

197

21855-01

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

2. В качестве основного оборудования приточных установок используются типовые приточные камеры 2ПК-63.

3. ТУБ приточных и вытяжных установок присоединяются к циркуляционному контуру по параллельной схеме (см.рис.8 приложения I).

4. Расчет СУПТ выполняется по упрощенному графо-аналитическому методу (раздел 8) в системе единиц МКГСС.

Требуется определить:

технические характеристики ТУБ (тип и количество теплоутилизаторов, число рядов трубок, схемы обвязки),

$t_{в.к1}^{ут(ср)}$, $Q_4^{ут}$, $Q_4^{т}$, $t_{в.к2}^{ср}$, $Q_{год}^{ут}$, $Q_{год}^{т}$.

Порядок расчета:

I. В качестве теплоутилизаторов для ТУБ вытяжных и приточных установок принимаем воздухонагреватели КСк 4.

Для каждого ТУБ определяем количество теплоутилизаторов во фронтальном сечении по табл.5 альбом 4 (см.схему по фронту) при номинальных расходах приточных камер 2ПК, ближайших по значению к заданным $L_{в1}^{(i)}$ и $L_{в2}^{(i)}$.

2. Определяем τ по формуле (8.I)

$$\tau = 2352 \cdot (-3,6) = -8467^{\circ}\text{С.ч.}$$

Принимаем число рядов трубок (по глубине) в ТУБ вытяжных и приточных установок по п.8.2.I равным I2, так как

$$-5000 \geqslant \tau \geqslant -26000\ ^{\circ}\text{С.ч.}.$$

3. Выбираем тип обвязки ТУБ в зависимости от типоразмера приточной камеры, типа теплоутилизатора, числа рядов трубок (см.табл.3 альбома 4). Выписываем индекс, номер типовых ТУБ, номер схемы обвязки, значения $f_{ж}^{(i)}$, $f_{фр}^{(i)}$.

Данные по п.I-3 приведены в табл.2.

19В

21855-01

Подписи дата | Инв. № подлин. | Взамен инв. №

Таблица 2

Установка	ТУБ							
	Номер	Индекс	Тип схемы обвязки	Теплоутилизатор				
				Тип (индекс)	Количество, шт.	Число рядов трубок	$f_{фр}^{(i)}$, м²	$f_{ж}^{(i)}$, м²
В1	20	2.02.3.I2.2	2	КСк4-I0-02 ХЛ3А	9	I2	I,743	0,0033
В2	20	2.02.3.I2:2	2	КСк4-I0-02 ХЛ3А	9	I2	I,743	0,0033
В3	20	2.02.3.I2.2	2	КСк4-I0-02 ХЛ3А	9	I2	I,743	0,0033
В4	27	2.08.3.I2.I	I	КСк4-I2-02 ХЛ3А	3	I2	2,488	0,0052
В5	20	2.02.3.I2.2	2	КСк4-I0-02 ХЛ3А	9	I2	I,743	0,0033
В6	I0	2.0I.3.I2.2	2	КСк4-I0-02 ХЛ3А	6	I2	I,I62	0,0022
В7	20	2.02.3.I2.2	2	КСк4-I0-02 ХЛ3А	9	I2	I,743	0,0033
В8	20	2.02.3.I2.2	2	КСк4-I0-02 ХЛ3А	9	I2	I,743	0,0033
В9	20	2.02.3.I2.2	2	КСк4-I0-02 ХЛ3А	9	I2	I,743	0,0033
В10	20	2.02.3.I2.2	2	КСк4-I0-02 ХЛ3А	9	I2	I,743	0,0033
П1	5I	2.06.3.I2.2	2	КСк4-I2-02 ХЛ3А	6	I2	4,976	0,0I03
П2	5I	2.06.3.I2.2	2	КСк4-I2-02 ХЛ3А	6	I2	4,976	0,0I03

4. Определяем ΣL_{B_1}, $\Sigma G_{B\ell}$ и ΣL_{B1}, ΣG_{B1}

ΣG_{B2} = I90500 кг/ч, ΣL_{B2} = 158500 м³/ч, ΣG_{B1} = I45000 кг/ч, ΣL_{B1} = 120830 м³/ч

5. Определяем средние параметры воздуха I0 вытяжных и 2 приточных установок по формулам (8.2), (8.3), (8.4), (8.5)

199

21855-01

Инв. № подл. | Подпись и дата | Взамен инв. №

$$t^{ср}_{ан2} = \frac{20 \cdot 14500 + 18 \cdot 17000 + 20 \cdot 17000 + 18 \cdot 30000 + 20 \cdot 16000 + 18 \cdot 11000 + 20 \cdot 19000 + 18 \cdot 25000 + 18 \cdot 24000 + 18 \cdot 17000}{190500} = 19^{0}C;$$

$\varphi^{ср}_{ан2} = 60\%;$

$$i^{ср}_{ан2} = \frac{10{,}3 \cdot 14500 + 8{,}2 \cdot 17000 + 9{,}2 \cdot 17000 + 10{,}5 \cdot 30000 + 8{,}4 \cdot 16000 + 8{,}2 \cdot 11000 + 9{,}2 \cdot 19000 + 10{,}5 \cdot 25000 + 9{,}0 \cdot 24000 + 8{,}2 \cdot 17000}{190500} =$$

$= 9{,}33$ ккал/кг;

$t^{ср}_{ан1} = -25^{0}C.$

6. Определяем $t^{ср}_{в}$ по формуле (8.6)

$$t^{ср}_{в} = \frac{19 + (-25)}{2} = -3^{0}C.$$

В качестве теплоносителя принимаем незамерзающий раствор хлористого кальция, так как $t^{ср}_{в} < 12^{0}C$.

7. Определяем $G_{ж}$ по большему суммарному расходу потока вытяжного воздуха ($\Sigma G_{в5} = \Sigma G_{в2} =$ $= 190500$ кг/ч) при $W_{б} = 1$ по формуле (8.7)

$$G_{ж} = \frac{190500 \cdot 0{,}24}{0{,}675 \cdot 1} = 67730 \text{ кг/ч}.$$

8. Определяем $G^{(i)}_{ж2}$ и $G^{(i)}_{ж1}$ по формулам (8.8) и (8.9)*

$$G^{(i)}_{ж} = \frac{14500 \cdot 67730}{190500} = 5155 \text{ кг/ч}$$

200

* В п.п. 8-12 приводится расчет для одного ТУБ. Результаты расчета для других ТУБ приведены в табл.3.

21855-01

9. Определяем $\omega_1^{(i)}$, $\omega_2^{(i)}$, $\omega_2^{ф}$ по формулам (8.I0), (8.II)

$$\omega_2^{(i)} = \frac{5155}{3600 \cdot 1260 \cdot 0{,}003336} = 0{,}34 \text{ м/с};$$

$$\omega_2^{ф} = \frac{67730}{3600 \cdot 1260 \cdot 0{,}0341} = 0{,}438 \text{ м/с};$$

где ρ = 1260 кг/м^3 по табл. 1 приложения 2;

$f_{ж2}^{(i)}$ = 0,003336 м^2 – площадь живого сечения прохода теплоносителя для ТУБ установки В1 по табл. 2 примера;

$\Sigma f_{ж2}$ = 0,0341 м^2 – суммарная площадь живого сечения прохода теплоносителя для ТУБ установок В1 – В10.

10. Находим $\Delta P_{ж}^{(i)}$:

для приточных установок по графикам рис.5 приложения 2 $\Delta P_{ж1}^{(i)}$ =100 кПа = 10000 кгс/м^2;

для вытяжных установок по формуле (5.1)

$\Delta P_{ж2}^{(i)}$ = 2299 · 0,34^2 · 3 = 797 кгс/м^2, где $C_ж$ = 2299 принимаем по табл. 7 приложения 3.

11. Определяем $(vp)_{др}^{(i)}$, $(vp)_{др2}^{(i)}$, $(vp)_{др2}^{ф}$ по формулам (8.12) и (8.13)

$$(vp)_{др2}^{(i)} = \frac{14500}{3600 \cdot 1{,}755} = 2{,}3 \text{ кг/м}^2\text{.с},$$

$$(vp)_{др2}^{ф} = \frac{190500}{3600 \cdot 5{,}413} = 3{,}0 \text{ кг/м}^2\text{.с},$$

201

21855-01

где $f_{фрг}^{(i)}$ = I,755 м^2 – площадь фронтального сечения ТУБ установки BI по табл. 2, примера;

$\Sigma f_{фрг}$ = 5,4I3 м^2 – суммарная площадь фронтального сечения ТУБ установок BI – BI0.

I2. Находим $\Delta P_в^{(i)}$ по графикам рис.7 приложения 3.

Для ТУБ установки BI по характеристике 20 (2) $\Delta P_в^{(i)}$ =35·3 = I05 Па = I0,5 кгс/м^2, где 35 Па – потери давления в одном теплообменнике.

I3. Результаты расчета по п.п. 8 – I2 приводятся в табл. 3

Таблица 3

Установка	Номер ТУБ	$G_ж^{(i)}$, кг/ч	$\omega^{(i)}$, м/с	$\Delta P_ж^{(i)}$, кгс/м^2	$(\nu\rho)_{гр}^{(i)}$, кг/м^2·с	$\Delta P_в^{(i)}$, кгс/м^2
BI	20	5I55	0,34	797	2,3	I0,5
B2	20	6045	0,4	II04	2,69	I4,I
B3	20	6045	0,4	II04	2,69	I4,I
B4	27	I0665	0,456	5889	3,33	20,I
B5	20	5690	0,376	975	2,53	I2,3
B6	I0	39I0	0,387	I033	2,6I	I2,9
B7	20	6775	0,446	I372	3,0I	I5,9
B8	20	8890	0,589	2393	3,96	27,0
B9	20	8535	0,564	2I94	3,80	24,9
BI0	20	6045	0,4	II04	2,69	I4,I
II	5I	33870	0,725	I0000	4,03	27,0
I2	5I	33870	0,725	I0000	4,03	27,0

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

I4. Определяем $L_{в2}^{ср}$ и $L_{в1}^{ср}$ по формулам (8.I6) и (8.I7)

$$L_{в2}^{ср} = \frac{I58500}{I0} = I5870 \text{ м3/ч},$$

$$L_{в1}^{ср} = \frac{I20830}{2} = 60415 \text{ м3/ч}.$$

Для определения значений $\Theta_{оз1}^{(т)}$ и $\Theta_{оз1}^{(л)}$ выбираем графики рис. 24 приложения 3, на котором нанесены характеристики $\Theta_{оз}$ для систем с ТУБ на базе 2ПК и теплоутилизаторами КСк4.

На оси абсцисс откладываем значение $L_{в2}^{ср}$ = I5870 м3/ч, проводим вертикальную линию до пересечения с характеристикой 20 (2). Характеристика 20 (2) построена для ТУБ №20 с теплоутилизаторами КСк4, числом трубок I2 и схемой обвязки тип 2 (см. табл. 2 альбома 4) что соответствует технической характеристике принятых ТУБ вытяжных установок. Ордината точки пересечения определяет значение $\Theta_{оз1}^{(л)}$ = 0,424.

На оси абсцисс рис. 24 откладываем значение $L_{в1}^{ср}$ =60415 м3/ч, проводим вертикальную линию до пересечения с характеристикой 51(2), соответствующей числу рядов трубок I2 и схеме обвязки тип 2 (аналогичной типу 2) для принятых ТУБ приточных установок. Ордината точки пересечения определяет значение $\Theta_{оз1}^{(т)}$ = 0,434.

I5. Определяем $\Theta_{оз1}^{ср}$. по формуле (8.I4.1)

$$\Theta_{оз1}^{ср} = \frac{0,424 + 0,434}{2} = 0,429.$$

I6. Определяем $W_м$ при $\Sigma G_{вм} = \Sigma G_{в1}$ по формуле (8.20)

$$W_м = \frac{I45000 \cdot 0,24}{67730 \cdot 0,675} = 0,76.$$

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взамен инв.№

Находим $\bar{\xi}_w = 0,9$ по рис. 30 приложения 3.

17. Определяем $\bar{G}_в$ по формуле (8.21)

$$\bar{G}_в = \frac{190500}{145000} = 1,31 .$$

Находим $\xi_G = 1,17$ по рис. 31 приложения 3.

18. Находим $\varphi_{сух.}$ по табл. 8 приложения 2 при $t^{ср}_{вн2} = 19^oC$ и $t^{ср}_{вн1} = -25^oC$

$$\varphi_{сух} = 22,5\% .$$

19. Определяем режим работы вытяжных ТУБ.

ТУБ вытяжных установок работают в режиме с выпадением конденсата, так как $\varphi^{ср}_{вн2} > (\varphi_{сух} + 5)$, где $\varphi^{ср}_{вн2} = 60\%$, $(\varphi_{сух} + 5) = 22,5 + 5 = 27,5\%$.

Находим $\Delta\varphi$ по п.8.19 $\Delta\varphi = 60 - (27,5) = 32,5\%$.
Определяем $\xi_\varphi = 1.204$ по графику рис. 32 приложения 3.

20. Уточняем $\Theta^{ср(ф)}_{об1}$ по формуле (8.22)

$$\Theta^{ср(ф)}_{об1} = 0,429 \cdot 0,9 \cdot 1,17 \cdot 1,204 = 0,544 .$$

21. Определяем $t^{ут(ср)}_{вк1}$ по формуле (8.23)

$$t^{ут(ср)}_{вк1} = -25 + 0,544\,[19 - (-25)] = 1,1^oC.$$

22. Определяем $\Theta^{ср}_1$ по формуле (8.24)

$$\Theta^{ср}_1 = \frac{1 + 1,31}{0,76 + 1/0,544} = 0,889$$

где $W_1 = W_н$ по п.16, так как $\Sigma G_{в1} < \Sigma G_{в2}$.

23. Определяем $t^{ср}_{ж.кг}$ по формуле (8.25)

$$t^{ср}_{ж.кг} = -25 + \frac{1,1 - (-25)}{0,889} = 4,4^{\circ}C.$$

24. Определяется $t^{ср}_{ж.кг}$ по формуле (8.26)

$t^{ср}_{ж.кг} = 4,4 - 0,76\ (1,1 - (-25)) = -15,4^{\circ}C.$

Уточняем вид теплоносителя $t^{ср}_{ж.кг} = -15,4^{\circ}C < 7^{\circ}C$, в СУПТ используется незамерзающий теплоноситель 23% раствор хлористого кальция с $t^{зам}_{ж} = t_{в.кг} = -25^{\circ}C$.

25. Определяем $Q^{т(ср)}_{т}$ по формуле (8.27)

$Q^{т(ср)}_{т} = 145000 \cdot 0,24 \cdot 0,544\ [19 - (-25)] = 832970$ ккал/ч =

$= 0,833$ Гкал/ч.

26. Определяем расход теплоты от первичного источника для дополнительного нагрева воздуха в приточных установках $Q^{т(ср)}_{т}$ (от $t^{т(ср)}_{в.кг} = 1,1^{\circ}C$ до $t^{зам}_{в.кг} = 14^{\circ}C$) по формуле (8.28)

$Q^{т(ср)}_{т} = 145000 \cdot 0,24 \cdot (14 - 1,1) = 448920$ ккал/ч =

$= 0,449$ Гкал/ч.

27. Определяем $i^{ср}_{в.кг}$ по формуле (8.29)

$$i^{ср}_{в.кг} = 9,33 - \frac{145000 \cdot 0,24\ (1,1 - (-25))}{190500} =$$

$= 4,56$ ккал/кг.

По i-d диаграмме для точки с координатами $i^{ср}_{в.кг} = 4,56$ ккал/кг и $\varphi = 100\%$ находим значение $t^{ср}_{в.кг} = 5,3^{\circ}C$.

28. Расчет годового потребления теплоты. ТУБ работают в режиме с выпадением конденсата $t_{ж.н1}^{ср} = -15,4^{\circ}C$.

28.1. Определяем коэффициенты А, В, С по формулам (9.9) - (9.11):

$$A = \frac{16.5 \cdot 45}{575 \cdot 0,24} = 5,37,$$

где $\psi = 16,5$ находим по табл. 4 альбома 4; $\alpha_{вг} = 45$ ккал/(ч.м^2. $^{\circ}$С) и $\alpha_{жг} = 575$ ккал/(ч.м^2.$^{\circ}$С) находим по графикам рис. 35,36 приложения 2;

$$B = \frac{0,544 \cdot 145000 \cdot 0,24}{190500} = 0,1 ;$$

$$C = \frac{0,544}{0,889} - 0,76 \cdot 0,544 = 0,2 .$$

28.2. Определяем $t_{в.н1}^{кр}$ по формуле (9.8)

$$t_{в.н1}^{кр} = \frac{-5,37(9,33-2,3)+19(5,37 \cdot 0,1 - 0,2)}{1+5,37 \cdot 0,1 - 0,2} = -23,5^{\circ}C,$$

где Д = 2,3 для системы МК ГСС.

$t_{в.н1}^{кр} = -23,5^{\circ}C > t_{в.н1}^{р} = -25^{\circ}C$, значит на теплообменной поверхности ТУБ будет обмерзать конденсат.

Защиту ТУБ вытяжных установок предусматриваем за счет перепуска части теплоносителя.

28.3. Определяем $t_{в.н1}^{пр(ср)}$ по формуле (12,2)

$$t_{в.н1}^{пр(ср)} = \frac{14-0,544 \cdot 19}{1-0,544} = 8,0^{\circ}C.$$

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

28.4. Выявляем характерные периоды работы СУПТ в годовом режиме по п. I2.2.

I период – $t_{в.н1}^{мин} = -40°C < t_{в.н1}^{р} = -25°C < t_{в.н1}^{кр} = -23,5°C$.

II период – $t_{в.н1}^{пр(ср)} = 8°C > t_{в.н1}^{р} = -25°C \geq t_{в.н1}^{кр} = -23,5°C$.

28.5. Определяем $t_{в.н1}^{ср(от)}$ и $\tau^{от}$ для I и II периодов (место строительства – Москва) по разделу 4 и табл.4.I альбома 5:

а) для I периода с интервалом температур наружного воздуха

от $t_{в.н1}^{мин} = -40°C$, до $t_{в.н1}^{кр} = -23,5°C$.

Находим по табл. 4.I

$t_{в.н1}^{от(I)} = -24,7°C$, $\tau^{от(I)} = 147$ ч;

б) для II периода с интервалом температур наружного воздуха от $t_{в.н1}^{кр} = -23,5°C$ до $t_{в.н1}^{пр} = 8,0°C$.

Находим по табл.4.I значения τ и S, соответствующие заданным $t_{в.н1}$:

при $t_{в.н1}^{кр} = -23,5°C$, $\tau^{м} = 147$ ч, $S^{м} = -3629,5$ ч °C;

при $t_{в.н1}^{пр} = 8,0°C$, $\tau^{б} = 5112$ ч, $S^{б} = -14902$ ч °C.

Определяем $\tau^{от(II)}$ по формуле (4.2)

$$\tau^{от(II)} = 5112 - 147 = 4965 \text{ ч.}$$

Определяем $S^{от(II)}$ по формуле (4.3)

$$S^{от(II)} = -14902 - (-3629,5) = -11272,5 \text{ ч}\cdot°C.$$

Определяем $t_{в.н1}^{ср.от(II)}$ по формуле (4.I)

$$t_{в.н1}^{ср.от(II)} = \frac{11272,5}{4965} = -2,3°C.$$

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам инв.№

21855-01 207

28.6. Определяем $Q_{год}^{от(к)}$ и $Q_{год}^{от(п)}$ по формуле (I2.8) и (I2.9)

$$Q_{год}^{от(к)} = 0,833 \cdot 0,9 \frac{I9-(-24,7)}{I9-(-25)} \cdot I47 \cdot 0,46 = 50,35 \text{ Гкал/год},$$

$$Q_{год}^{от(п)} = 0,833 \cdot \frac{I9-(-2,3)}{I9-(-25)} \cdot 4965 \cdot 0,46 = 920,98 \text{ Гкал/ч}.$$

28.7. Определяем $Q_{год}^{от(к+п)}$ по формуле (I2.I2)

$$Q_{год}^{от(к+п)} = 50,35+920,98 = 97I,33 \text{ Гкал/год}.$$

28.8. Определяем требуемый расход теплоты $Q_{ч}^{ср(тр)}$ на нагрев приточного воздуха в расчетном режиме при $t_{в.н}^{р}$ = – 25°С

$$Q_{ч}^{ср(тр)} = \Sigma G_{в}^{(к)} \cdot C_{в} (t_{в.к}^{ср} - t_{в.н}^{ср}) =$$

$$= I45000 \cdot 0,24 \left[I4 - (-25) \right] = I357200 \text{ ккал/ч} = I,357 \text{ Гкал/ч}.$$

28.9. Определяем $Q_{год}^{т}$ по формуле (I2.I)

$$Q_{год}^{т} = I,357 \frac{\left[I4 - (-3,6) \right]}{\left[I4 - (-25) \right]} 2352 - 97I,33 = 469,0I \text{ Гкал/год},$$

где $\tau^{от}/\tau$ =2352 ч при двухсменной работе ($\tau^{от}$ =5II2ч; n=0,46);

$t_{в.н}^{ср(от)}$ = – 3,6 °С.

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

ПРИМЕР 3. РАСЧЕТ ПО ГРАФО-АНАЛИТИЧЕСКОМУ МЕТОДУ СУПТ БЕЗ ПОДОГРЕВА С ГРУППАМИ УСТАНОВОК И ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ СХЕМОЙ ПРИСОЕДИНЕНИЯ ПО РИС. 8

Исходные данные:

I. В СУПТ без подогрева промежуточного теплоносителя утилизируется теплота воздуха трех вытяжных установок для нагрева воздуха в трех приточных установках.

Расчетные данные приведены в табл. *1*.

Таблица I

Установка	Расход воздуха			Параметры воздуха				
	$L^{(i)}_{ном}$, м³/ч	$L^{(i)}_{в}$, м³/ч	$G^{(i)}_{в}$, кг/ч	$t^{(i)}_{вн2}$, °С	$\varphi^{(i)}_{вн2}$, %	$i^{(i)}_{вн2}$, ккал/кг	$t^{(i)}_{вн1}$, °С	$t^{(i)}_{вн1}$, °С
В1	80000	70000	84000	35	60	22	–	–
В2	80000	70000	84000	35	60	22	–	–
В3	63000	65000	78000	30	60	I7,2	–	–
П1	80000	72I00	86500	–	–	–	-30,6	I8
П2	80000	72I00	86500	–	–	–	-30,6	I8
П3	80000	72I00	86500	–	–	–	-I0	I8

$t^{ср(от)}_{вн1} = -6{,}5^{\circ}С$; $\tau^{от}_{п} = 2400$ ч.

2. В качестве основного оборудования для приточных установок используются центральные кондиционеры КТЦ2А, для вытяжных установок – приточные камеры 2ПК.

3. ТУБ приточных и вытяжных установок присоединяются к циркуляционному контуру по параллельной схеме (см. рис.8 приложения I).

4. Расчет СУПТ выполняется по графо-аналитическому методу (раздел 9.4) в системе единиц МКГСС.

Требуется определить:

технические характеристики ТУБ (тип и количество теплоутилизаторов, число рядов трубок, схемы обвязки), вид теплоносителя, $G_ж$, $t_{вк1}^{ут(i)}$, $Q_ч^{ут(i)}$, $Q_ч^{т(i)}$, $t_{вк2}^{ср}$, $t_{вн2}^{кр(ср)}$

Порядок расчета:

I. В качестве теплоутилизаторов для ТУБ вытяжных установок принимаем ТП, для ТУБ приточных установок – ВН.

Для каждого ТУБ определяем количество теплоутилизаторов во фронтальном сечении:

для вытяжных установок – по табл.5 альбома 4 (см.схему по фронту) при номинальных расходах приточных камер 2ПК, ближайших к заданным $\mathcal{L}_{в2}^{(i)}$;

для приточных установок – по табл.4 альбома 4 (см.схему по фронту) при номинальных расходах кондиционеров КТЦ2А, ближайших к заданным $\mathcal{L}_{в1}^{(i)}$.

2. Определяем τ по формуле (8.I)

$$\tau = 2400 \cdot (-6,5) = -15600 \text{ ч}\cdot{}^{\circ}\text{C}.$$

Принимаем число рядов трубок (по глубине) в ТУБ установок ВI, В2, В3, ПI, П2 по п.8.2.2 равным I2, так как

$$-5000 \geqslant \tau \geqslant -26000 \ {}^{\circ}\text{C ч}.$$

Для ТУБ установки П3 число рядов трубок принимаем равным 8, так как за счет рециркуляции воздуха из помещения $t_{вн1}^{(2)} = -10^{\circ}$C и следовательно значение τ для этой установки будет меньше -15600 °C ч.

Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. №

3. Выбираем тип обвязки ТУБ в зависимости от типоразмера основного оборудования, типа теплоутилизатора, числа рядов трубок:

по табл.I и 4 альбома 4 для ТУБ приточных установок

по табл.3 и 5 альбома 4 для ТУБ вытяжных установок.

Выписываем индекс и номер типовых ТУБ, номер схемы обвязки, значения $f_{ж}^{(i)}$, $f_{гр}^{(i)}$.

Данные по п.п.2-3 приведены в табл.2.

Таблица 2

Установка	ТУБ							
	Номер	Индекс	Тип схемы обвязки	Теплоутилизатор			$f_{гр}^{(i)}$, м^2	$f_{ж}^{(i)}$, м^2
				Тип (индекс)	Количество, шт.	Число рядов трубок		
В1	6I	2.08.2.I2.3	3	ТПI6-TIPK.04 ТП25-TIPK.04	6 6	I2	8,334	0,0I74
В2	6I	2.08.2.I2.3	3	ТПI6-TIPK.04 ТП25-TIPK.04	6 6	I2	8,334	0,0I74
В3	50	2.06.2.I2.I	I	ТП25-TIPK.04	6	I2	4,998	0,0I04
П1	5I	I.08.I.I2.4	4	ВН08.I02I3	6	I2	8,28	0,0II8
П2	5I	I.08.I.I2.4	4	ВН08.I02I3	6	I2	8,28	0,0II8
П3	43	I.08.I.8.4	4	ВН08.I02I3	4	8	8,28	0,0II8

4. Определяем $\Sigma G_{в2}$ и $\Sigma G_{в1}$, $\Sigma L_{в2}$ и $\Sigma L_{в1}$, $\Sigma L_{в2}^{ном}$ и $L_{в1}^{ном}$

$\Sigma G_{в2}$ = 246000 кг/ч; $\Sigma G_{в1}$ = 259500кг/ч;

$\Sigma L_{в2}$ = 205000 м^3/ч; $\Sigma L_{в1}$ = 216300 м^3/ч;

$\Sigma L_{в2}^{ном}$ = 223000 м^3/ч; $\Sigma L_{в1}^{ном}$ = 240000 м^3/ч.

211

21855-01

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

5. Определяем средние параметры воздуха по формулам (8.2), (8.3), (8.4), (8.5)

$$t_{в.н2}^{ср} = \frac{35 \cdot 84000 + 35 \cdot 84000 + 30 \cdot 78000}{246000} = 33,4^{\circ}C; \quad \varphi_{в.н2}^{ср} = 60\%;$$

$$i_{в.н2}^{ср} = \frac{22 \cdot 84000 + 22 \cdot 84000 + 17,2 \cdot 78000}{246000} = 20,5 \text{ ккал/кг};$$

$$t_{в.н1}^{ср} = \frac{(-30,6) \cdot 86500 + (-30,6) \cdot 86500 + (-10) \cdot 76500}{259500} = -23,7^{\circ}C.$$

6. Определяем $t_{в}^{ср}$ по формуле (8.6)

$$t_{в}^{ср} = \frac{33,4 + (-30,6)}{2} = 1,4^{\circ}C.$$

В качестве теплоносителя принимаем незамерзающий раствор хлористого кальция, так как $t_{в}^{ср} < 12^{\circ}C$.

7. Определяем $(vp)_{фр1}^{(i)}$, $(vp)_{фр2}^{(i)}$, $(vp)_{фр1}^{ср}$, $(vp)_{фр2}^{ср}$ по формулам (8.12) и (8.13)*

$$(vp)_{фр2}^{(i)} = \frac{84000}{3600 \cdot 8,334} = 2,8 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)};$$

$$(vp)_{фр2}^{ср} = \frac{246000}{3600 \cdot 21,67} = 3,15 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)};$$

$$(vp)_{фр1}^{ср} = \frac{259500}{3600 \cdot 24,84} = 2,9 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)},$$

* В п.п.7,8,10-12,15,16,18,30,31 приводятся расчеты для одного ТУБ. Результаты расчета для других ТУБ приведены в таблицах.

Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. №

где $f_{фр2}^{(i)}$ = 8,334 м^2 – площадь фронтального сечения для ТУБ установки ВI по табл.2 примера;

$\Sigma f_{фр2}$ =2I,67 м^2 – суммарная площадь фронтального сечения ТУБ трех вытяжных установок;

$\Sigma f_{фр1}$ = 24,84 м^2 – суммарная площадь фронтального сечения ТУБ трех приточных установок.

8. Находим $\Delta P_{B1}^{(i)}$ и $\Delta P_{B2}^{(i)}$ по графикам рис.7 приложения 3. Для ТУБ установки ВI по характеристике 6I(3) $\Delta P_{B2}^{(i)}$=52·3= =I56Па=I5,6кгс/м^2, где 52Па –потери давления в одном теплообменнике.

9. Определяем $G_ж$ по большему суммарному расходу воздуха $(\Sigma G_{Bб} = \Sigma G_{B2}$ = 259500 кг/ч$)$ при $W_Б = W_1 =$ I по формуле (8,7)

$$G_ж = \frac{259500 \cdot 0,24}{0,675 \cdot I} = 92270 \text{ кг/ч.}$$

I0. Определяем $G_{ж2}^{(i)}$ и $G_{ж1}^{(i)}$ по формулам (8.8) и (8.9)

$$G_{ж2}^{(1)} = \frac{84000 \cdot 92270}{246000} = 3I507 \text{ кг/ч.}$$

II. Определяем $\omega_1^{(i)}, \omega_2^{(i)}, \omega_1^{ф}, \omega_2^{ф}$ по формулам (8.I0), (8.II)

$$\omega_2^{(1)} = \frac{3I507}{3600 \cdot I260 \cdot 0,0I74} = 0,4 \text{ м/с;}$$

$$\omega_2^{ф} = \frac{92270}{3600 \cdot I260 \cdot 0,0452} = 0,45 \text{ м/с;}$$

$$\omega_1^{ф} = \frac{92270}{3600 \cdot I260 \cdot 0,0354} = 0,575 \text{ м/с.}$$

21855-01 213

904-02-26.86 Альбом I
Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. №

где ρ = 1260 кг/м^3 по табл.1 приложения 2;

$f_{ж2}^{(1)}$ = 0,01174 м^2 – площадь живого сечения прохода теплоносителя для ТУБ установки В1 по табл.2 примера.

$\Sigma f_{ж2}$ = 0,0452 м^2 – суммарная площадь живого сечения прохода теплоносителя для ТУБ установок В1 – В3; $\Sigma f_{ж1}$ = 0,0354 м^2

12. Находим $\Delta P_{ж1}^{(i)}$ по графикам рис.1 приложения 3, так как W_1 = 1.

Для ТУБ установки Ш по характеристике 51 (4) (51 – номер ТУБ, 4 – тип схемы обвязки) при W = 1 и L = 72100 м^3/ч

$\Delta P_{ж1}^{(1)}$ = 100 кПа = 10000 кгс/м^2.

Находим $\Delta P_{ж2}^{(i)}$ по формуле (5.1), так как W_2 = 0,95 (см.п.14)

Для ТУБ 61 (3) установки В1, комплектуемого теплоутилизаторами ТП16–ТПРК.04 – 6 шт., ТП25–ТПРК.04 – 6 шт., при схеме обвязки типа 3, $\omega_1^{(1)}$ = 0,4 м/с величина $C_ж$ по табл.6 приложения 2 равна: для ТП.16–ТПРК.04 – 2421 (кг·с^2)/м^2,

для ТП.25–ТПРК–5150 (кг·с^2)/м^2

$\Delta P_{ж2}^{(1)}$ = (2421+5150)·3·0,4^2 = 3868 кгс/м^2.

13. Результаты расчета по п.п.7–12 приведены в таблице 3.

Таблица 3

Установка	$G_ж^{(i)}$, кг/ч	$\omega^{(i)}$, м/с	$\Delta P_ж^{(i)}$, кгс/м^2	$(\tau\rho)_{тр}^{(i)}$, кг/(м^2 с)	$\Delta P_б^{(i)}$, кгс/м^2
В1	31507	0,40	3868	2,80	15,6
В2	31507	0,40	3868	2,80	15,6
В3	29256	0,62	11878	4,34	33,0
Ш	30757	0,575	10000	2,90	25,8
П2	30757	0,575	10000	2,90	25,8
П3	30757	0,575	6600	2,90	17,2

Е1855-01 214

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

I4. Определяем $W_M, W_M^{(i)}$ для потока с меньшим суммарным расходом воздуха ($\Sigma G_{OH} = \Sigma G_{B2} = 246000$ кг/ч) по формулам (8.20), (9.13)

$$W_M = \frac{246000 \cdot 0,24}{92270 \cdot 0,675} = 0,95.$$

$$W_2 = W_M = W_M^{(2)}.$$

I5. Определяем $\bar{L}_B^{(i)}$ для ТУБ приточных и вытяжных установок по формуле (9.I)

$$\bar{L}_{B2}^{(1)} = \frac{70000}{80000} = 0,875.$$

I6. Определяем $(F_{O1}')^{(i)}$ и $(F_{O2}')^{(i)}$ по табл.II приложения 2.

Для ТУБ 6I на базе 2ПК с ТП-04, числом рядов трубок I2 и 3 типом обвязки при $\bar{L}_{B2}^{(1)} = 0,875$ $(F_{O2}')^{(1)} = I,065$.

I7. Находим $(F_{O1}')^{cp}$ и $(F_{O2}')^{cp}$ по формулам (9.2), (9.3)

$$(F_{O1}')^{cp} = \frac{I,96 \cdot 72I00 + I,96 \cdot 72I00 + I,3I \cdot 72I00}{2I6300} = I,74,$$

$$(F_{O2}')^{cp} = \frac{I,065 \cdot 70000 + I,065 \cdot 70000 + I \cdot 65000}{205000} = I.044.$$

I8. Определяем $\Theta_1^{(i)}$, $\Theta_2^{(i)}$, Θ_1^{cp}, Θ_2^{cp} по табл.I2 приложения 2.

Для приточной установки III при значении $(F_{O1}')^{(1)} = I,96$ и $W_2 = I$ $\Theta_1^{(1)} = 0,662$.

Инв.№подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

Для трех приточных установок при значении $(F_{01}')^{\varphi} = 1{,}74$ и $W_2 = 1$ $\Theta_1^{\varphi} = 0{,}635$

Для трех вытяжных установок при значении $(F_{02}')^{\varphi} = 1{,}044$ и $W_2 = 0{,}95$ $\Theta_2^{\varphi} = 0{,}519$.

19. Результаты расчета по п.п.15 - 18 приведены в табл.4.

20. Находим $\Theta_{\text{об}1}^{\varphi}$ по формуле (9.4)

$$\Theta_{\text{об}1}^{\varphi} = \frac{1}{\frac{1}{0{,}635} + \frac{259500}{0{,}519 \cdot 246000} - 1} = 0{,}385.$$

21. Находим K_2^{φ}, $\alpha_{\text{в}2}^{\varphi}$ и $\alpha_{\text{ж}2}^{\varphi}$ по графикам рис.35,36,40 приложения 3 при $\omega_2^{\varphi} = 0{,}45$ м/с и $(v\rho)_{\text{фр}2}^{\varphi} = 3{,}15$ кг/(м^2·с)

$K_2^{\varphi} = 20{,}21$ ккал/(ч·м^2·°С),

$\alpha_{\text{в}2}^{\varphi} = 26{,}66$ ккал/(ч·м^2·°С),

$\alpha_{\text{ж}2}^{\varphi} = 499$ ккал/ (ч·м^2·°С).

22. Определяем $\Theta_{\text{р.с}}^{\varphi}$ по формуле (9.5)

$$\Theta_{\text{р.с}}^{\varphi} = 0{,}385 + \frac{20{,}21}{26{,}66}\left(\frac{0{,}385}{0{,}519} - 0{,}385\right) = 0{,}655.$$

23. Определяем $t_{\text{р.с}2}^{\varphi}$ по формуле (9.6)

$$t_{\text{р.с}2}^{\varphi} = -23{,}7 + 0{,}655 \cdot [33{,}4 - (-23{,}7)] = 13{,}7^{\circ}\text{С}.$$

24. Находим по i-d диаграмме (см.п.9.3.9) $\varphi_{\text{сух}} = 30\%$.

25. По условиям п.8.19 определяем

$(\varphi_{\text{сух}} + 5) = 35\% < \varphi_{\text{вн}2}^{\varphi} = 60\%$, значит ТУБ вытяжных установок работают с выпадением конденсата на поверх-

216

21855-01

Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. №
904-02-26.86 Альбом I

ности теплоутилизаторов.

Находим $\Delta\varphi^{ф}$

$\Delta\varphi^{ф}$ =60-35 = 25%, определяем $\xi_{ф}$ по графику рис.32 приложения 2 при $t_{вн2}$ = 35°С.

$$\frac{\Sigma G_{в2}}{\Sigma G_{в1}} = \frac{246000}{259500} = 0,95 \quad \xi_{ф} = 1,066.$$

26. Уточняем $\Theta_{оз1}^{ф(т)}$ по формуле (9.7)

$$\Theta_{оз1}^{ф(т)} = 0,385 \cdot 1,066 = 0,41.$$

27. Определяем $t_{вк1}^{ут(ф)}$ по формуле (8.23)

$$t_{вк1}^{ут(ф)} = -23,7+0,41 \cdot [33,4 - (-23,7)] = 0,3°С.$$

28. Определяем $t_{жк2}^{ф}$ по формуле (8.25)

$$t_{жк2}^{ф} = -23,7 + \frac{0,3 - (-23,7)}{0,635} = 14,1°С.$$

29. Определяем $t_{вк1}^{ут(i)}$ по формуле (9.14)

$$t_{вк1}^{ут(i)} = -30,6 + 0,662 [14,1-(-30,6)] = 1 °С.$$

30. Определяем $t_{жк1}^{i}$ по формуле (9.15)

$$t_{жк1}^{(i)} = 14,1 - 1 \cdot [-1-(-30,6)] = -15,5 °С.$$

31. Уточняем вид теплоносителя по п.9.4.5

$$t_{жк1}^{(i)} = t_{жк1}^{мин} = -15,5°С$$

217

218-55-01

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

так как $t_{ж1}^{мин} = -15{,}5\ ^{\circ}C < 7^{\circ}C$, в качестве промежуточного теплоносителя применяется теплоноситель - 26% раствор хлористого кальция, $t_{ж}^{зам} = t_{вн}^{мин} = -31^{\circ}C$.

32. Определяем $Q_{ч}^{ут(i)}$ по формуле (9.16)

$$Q_{ч}^{ут(i)} = 86500 \cdot 0{,}24 \cdot [-1 - (-30{,}6)] = 614496 \text{ ккал/ч.}$$

33. Определяем $Q_{ч}^{т(i)}$ по формуле (9.17)

$$Q_{ч}^{т(i)} = 86500 \cdot 0{,}24 \cdot [18 - (-1)] = 394440 \text{ ккал/ч.}$$

Результаты расчета по п.п.29 - 33 приведены в табл.4

Таблица 4

Установка	$\bar{x}^{(i)}$	$(Fo')^{(i)}$	$\Theta^{(i)}$	$t_{вых}^{ут(i)}$, °C	$t_{ж1}^{(i)}$, °C	$Q_{ч}^{ут(i)}$ ккал/ч	$Q_{ч}^{т(i)}$ ккал/ч
В1	0,875	1,065	0,522	—	—	—	-
В2	0,875	1.065	0,522	—	—	—	-
В3	1,03	1,0	0,508	—	—	—	-
П1	0,9	1,96	0,662	-1	-15,5	614496	394440
П2	0,9	1,96	0,662	-1	-15,5	614496	394440
П3	0,9	1,31	0,567	3,7	0,4	284412	296868

34. По п.8.27 определяем $t_{вых}^{ср}$

Находим значение $i_{вых}^{ср}$ по формуле (8.29)

$$i_{вых}^{ср} = 20{,}5 \frac{259500 \cdot 0{,}24 \cdot [03 - (-23{,}7)]}{246000} = 14{,}4 \text{ ккал/кг}$$

По i-d диаграмме для точки с координатами $i_{вых}^{ср} = 14{,}4$ ккал/кг и

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

φ = 100% находим значение $t^{co}_{в.н2}$ = 20,8 °С.

35. Определяем $t^{co}_{ж.н1}$ по формуле (9.18)

$$t^{co}_{ж.н1} = \frac{(-15,5)\cdot 30757+(-15,5)\cdot 30757+0,4\cdot 30757}{92270} = -10,5^{o}C.$$

Принимаем $t^{co}_{ж.н1} = t_{ж.н2}$. Так как ТУБ вытяжных установок работают с выпадением конденсата (см. п.25), и

$t^{co}_{ж.н2} = -10,5$ °С < 0°С, находим $t^{кр(гр)}_{в.н2}$

по формуле (9.8)

$$t^{кр(гр)}_{в.н2} = \frac{-3,006\cdot(20,5-2,3)+33,4(3,006\cdot 0,1038-0,2357)}{1+3,006\cdot 0,1038-0,2357} = -48,5\ ^{o}C,$$

где ψ = 13,5 для ТП по примечанию табл.4 альбома 4;

$$A = \frac{13,5\cdot 31}{580\cdot 0,24} = 3,006 - \text{по формуле (9.9)};$$

$$B = \frac{0,41\cdot 259500\cdot 0,24}{246000} = 0,1038 - \text{по формуле (9.10)};$$

$$C = \frac{0,41}{0,635} - 1 \cdot 0,41 = 0,2357 - \text{по формуле (9.11)}.$$

$t^{кр(гр)}_{в.н2} = -48,5^{o}C < t^{мин}_{в.н2} = -30,6^{o}C$, т.е. теплообменная поверхность ТУБ не обмерзает и защита от обмерзания не требуется.

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

ПРИМЕР 4. Расчет по графо-аналитическому методу СУПТ без подогрева с группами установок и последовательно-параллельной схемой присоединения по рис. 9.

Исходные данные:

I. Принимаем данные по п.п.I, 2, 4 примера 3.

ТУБ приточных и вытяжных установок присоединяются к циркуляционному контуру по последовательно-параллельной схеме (см. рис.9 приложения I). Расчет проводим по разделу 9.5 в системе МКГСС.

Требуется определить:

технические характеристики ТУБ (тип и количество теплоутилизаторов, число рядов, трубок, схемы обвязки), вид теплоносителя, $G_{ж}$, $t_{вх1}^{ут(i)}$, $Q_{ч}^{ут(i)}$, $Q_{ч}^{т(i)}$.

Порядок расчета:

I. Выполняем расчет по п.п. I-9, I4 примера 3.

2. Определяем $G_{ж1}^{(i)}$ по формуле (8.9), так как $\Sigma G_{в1} > \Sigma G_{в2}$

$$G_{ж1}^{(1)} = G_{ж1}^{(2)} = G_{ж1}^{(3)} = \frac{86500 \cdot 92270}{259500} = 30757 \text{ кг/ч}.$$

3. Принимаем по п.п. 9.5.2 а $G_{ж2}^{(i)} = G_{ж1}^{(i)}$

$G_{ж2}^{(1)} = G_{ж1}^{(1)} = 30757$ кг/ч; $G_{ж2}^{(2)} = G_{ж1}^{(2)} = 30757$ кг/ч; $G_{ж2}^{(3)} = G_{ж1}^{(3)} = 30757$ кг/ч.

4. Определяем $\omega_1^{(i)}$, $\omega_2^{(i)}$, $\omega_1^{ф}$, $\omega_2^{ф}$ по формулам (8.I0), (8.II)*

$$\omega_2^{(1)} = \frac{30757}{3600 \cdot I260 \cdot 0,0I74} = 0,39 \text{ м/с};$$

$$\omega_2^{ф} = \frac{92270}{3600 \cdot I260 \cdot 0,0452} = 0,45 \text{ м/с},$$

---

* В п.п. 4, 5, 7-9, II-I5, 20-22 приводится расчет для одного ТУБ; результаты расчета для других ТУБ приведены в таблицах.

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

где ρ =1260 кг/м^3 по табл. I приложения 2;

$f_{ж2}^{(i)}$ =0,0174 м^2 – площадь живого сечения прохода теплоносителя для ТУБ установки BI по табл. 2 примера 3.

$\Sigma f_{ж2}$ = 0,0452 м^2 – суммарная площадь живого сечения прохода теплоносителя для ТУБ установок BI–B3.

5. Находим $\Delta P_{ж1}^{(i)}$ по графику рис. I, приложения 2; $\Delta P_{ж2}^{(i)}$ по формуле (5.I).

Для ТУБ установки III по характеристике 5I(4) (5I– номер ТУБ, 4 – тип схемы обвязки) при $G_{ж1}^{(i)}$ =30757 кг/ч $\Delta P_{ж2}^{(i)}$ = I00 кПа = = I0000 кгс/м^2.

6. Результаты расчета по п.п. 3–5 примера 4 и п.п. II, I2 примера 3 приведены в табл.I

Таблица I

Установка	$G_{ж}^{(i)}$, кг/ч	$\omega^{(i)}$, м/с	$\Delta P_{ж}^{(i)}$, кгс/м^2	$(Kp)_{пр}^{(i)}$, кг/(м^2.С)	$\Delta P_{в}^{(i)}$, кгс/м^2
BI	30757	0,39	3677	2,8	I5,6
B2	30757	0,39	3677	2,8	I5,6
B3	30757	0,652	I3I36	4,34	33,0
III	30757	0,575	I0000	2,9	25,8
II2	30757	0,575	I0000	2,9	25,8
II3	30757	0,575	6600	2,9	I7,2

7. Определяем $W_2^{(i)} = W_н^{(i)}$ по формуле (9.I8), так как ТУБ вытяжных установок находятся в потоке с меньшим суммарным расходом воздуха $(\Sigma G_{вн} = \Sigma G_{вг})$

$$W_2^{(i)} = \frac{84000 \cdot 0,24}{30757 \cdot 0,675} = 0,97;$$

$W_1^{(i)} = W_в^{(i)} = I$; $W_н = 0,95$ (см. п.I4 примера 3).

221

21855-01

8. Принимаем значения $\bar{\mathcal{L}}_{в}^{(i)}$, $(F_{01}')^{(i)}$, $(F_{02}')^{(i)}$, $\Theta_1^{(i)}$, $\Theta_1^{ср}$ и $\Theta_2^{ср}$ по п.п. I5–I9 примера 3. Находим $\Theta_2^{(i)}$ *).

9. Определяем $\Theta_{об1}^{(1)}$ для каждой пары приточной и вытяжной установки по формуле (9.I9)

$$\Theta_{об1}^{(1)} = \frac{I}{\frac{I}{0,662} + \frac{86500}{0,522.84000} - I} = 0,403 .$$

I0. Определяем $\Theta_{об1}^{ср}$, формуле (9.4)

$$\Theta_{об1}^{ср} = \frac{I}{\frac{I}{0,635} + \frac{259500}{0,5I9 \cdot 246000} - I} = 0,385 .$$

II. По графикам рис. 35, 36, 40 приложения 3 находим значения $\alpha_{в2}^{(i)}$, $\alpha_{ж2}^{(i)}$, $K_2^{(i)}$ при соответствующих $\omega_2^{(i)}$ и $(v\rho)_{фрс}^{(i)}$.

$K_2^{(I)}$ = I8,92 ккал/(ч.м^2 . °С),
$\alpha_{в2}^{(1)}$ = 24,94 ккал/(ч.м^2 . °С),
$\alpha_{ж2}^{(1)}$ = 48I,6 ккал/(ч.м^2 . °С).

I2. Определяем $\Theta_{рс}^{(i)}$ по формуле (9.5)

$$\Theta_{рс}^{(1)} = 0,403 + \frac{I8,92}{24,94}\left(\frac{0,403}{0,522} - 0,403\right) = 0,683 .$$

I3. Определяем $t_{рс2}^{(i)}$ по формуле (9.6)

$$t_{рс2}^{(1)} = -30,6 + 0,683\,[35-(-30,6)] = I4,2\ ^{\circ}C.$$

I4. Находим по i-d диаграмме $\varphi_{сух}^{(i)}$ =29 %

$(\varphi_{сух}^{(i)} + 5) = 34\% < \varphi_{в.н2} = 60\%$, значит ТУБ вытяжной установки работает с выпадением конденсата на поверхности теплоутилизатора.

I5. Находим $\Delta\varphi^{(i)}$ и $\xi_{\varphi}^{(i)}$ по графику рис.32 приложения 3 $\Delta\varphi^{(1)}$ =60–34= 26 %, $\xi_{\varphi}^{(1)}$ = I,065 .

---

*) $\Theta_2^{(i)}$ определяется по табл.I2 приложения 2 при известных $(F_{02}')^{(i)}$, $W_2^{(i)}$.

21855-01 222

Альбом I 904-02-26.86
Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

I6. Определяем средний поправочный коэффициент $\xi_{ч}^{ср}$ по формуле (9.20).

$$\xi_{ч}^{ср} = \frac{I,065 \cdot 84000 + I,065 \cdot 84000 + I,035 \cdot 78000}{246000} = I,055.$$

I7. Уточняем величину $\Theta_{051}^{ср(ф)}$ по формуле (9.2I)

$$\Theta_{051}^{ср(ф)} = 0,385 \cdot I,055 = 0,406$$

I8. Определяем $t_{в.кI}^{ут(ф)}$ по формуле (8.23)

$$t_{в.кI}^{ут(ф)} = -23,7 + 0,406\left[33,4-(-23,7)\right] = -0,5^{\circ}C.$$

I9. Определяем $t_{ж.кг}^{ср}$ по формуле (8.25)

$$t_{ж.кг}^{ср} = -23,7 + \frac{(-0,5)-(-23,7)}{0,635} = I2,8\ ^{\circ}C.$$

20. Определяем $t_{в.кI}^{ут(i)}$ по формуле (9.I3)

$$t_{в.кI}^{ут(i)} = -30,6+0,662 \cdot \left[I2,8-(-30,6)\right] = -I,9^{\circ}C.$$

2I. Определяем $t_{ж.кI}^{(i)}$ после каждой установки по формуле (9.I4)

$$t_{ж.кI}^{(i)} = I2,8-I\left[-I,9-(-30,6)\right] = -I5,9\ ^{\circ}C.$$

$t_{ж.кI}^{(i)} = -I5,9 < 7^{\circ}C$, в качестве теплоносителя сохраняется незамерзающий раствор хлористого кальция.

22. Определяем $Q_{ч}^{ут(i)}$ по формуле (9.I5)

$$Q_{ч}^{ут(i)} = 86500 \cdot \left[0,24 \cdot I,9-(-30,6)\right] = 595812 \text{ ккал/ч}$$

23. Результаты расчета п.п. 7,9,II-I5, 20-22 приведены в табл.2.

24. Определяем $Q_{ч}^{т(i)}$ по формуле (9.I6)

$$Q_{ч}^{т(i)} = 86500 \cdot 0,24 \cdot \left[I8-(-I,9)\right] = 4I3I24 \text{ ккал/ч}.$$

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

223

21855-01

Таблица 2

Установки	$\Theta_2^{(i)}$	$\Theta_{ов2}^{(i)}$	$K_2^{(i)}$, ккал/ч·м²·°С	$\alpha_{в2}^{(i)}$, ккал/ч·м²·°С	$\alpha_{ж2}^{(i)}$, ккал/ч·м²·°С	$\Theta_{рс}^{(i)}$	$t_{рс\,г}^{(i)}$, °С
В1 и Ш	0,522	0,403	18,92	24,94	481,6	0,683	14,2
В2 и П2	0,522	0,403	18,92	24,94	481,6	0,683	14,2
В3 и П3	0,508	0,34	27,52	32,68	713,8	0,617	14,7

Продолжение таблицы 2

Установки	$\varphi_{сух}^{(i)}$, %	$\varphi_{сух+5}^{(i)}$, %	$\Delta\varphi^{(i)}$, %	$\xi_\varphi^{(i)}$	$t_{в.кг}^{ут(i)}$, °С	$t_{ж.кг}^{(i)}$, °С	$Q_ч^{ут(i)}$, ккал/ч	$Q_ч^{т(i)}$, ккал/ч
В1 и Ш	29	34	26	1,065	-1,9	-15,9	595812	413124
В2 и П2	29	34	26	1,065	-1,9	-15,9	595812	413124
В3 и П3	41	46	14	1,035	2,9	+0,1	267804	313476

224

21855-01

П Р И М Е Р 5. Расчет по графо-аналитическому методу СУПТ с подогревом с группами установок и *параллельно-последовательной схемой* присоединения по рис.I0.

Исходные данные принимаем по примеру 3 (п.п.I,2,4).

Требуется определить:

технические характеристики ТУБ (тип и количество теплоутилизаторов, число рядов трубок, схемы обвязки), вид теплоносителя, $G_{ж}$, $t_{в.н1}^{ут(i)}$, $Q_{ч}^{ут(i)}$, $Q_{ч}^{т(i)}$.

Порядок расчета:

I. Расчет ведем для схемы присоединения ТУБ к циркуляционному контуру по рис. I0 - по разделу 9.5 в системе МКГСС.

2. Расчет проводим по п.п. I-I9 примера 4.

3. Определяем $t_{ж.н1}^{ср}$ по формуле (8.26)

$$t_{ж.н1}^{ср} = I2,8 - I \cdot [(-0,5) - (-23,7)] = - I0,4^{o}C,$$

принимаем $t_{ж.н2}^{(i)} = t_{ж.н2}^{ср} = t_{ж.н1}^{ср} = - I0,4^{o}C$.

4. Определяем $t_{ж.н2}^{(i)}$ по формуле (9.22)*)

$$t_{ж.н2}^{(i)} = - I0,4 + 0,552 \cdot I,065 \cdot [35 - (-I0,4)] = I6,3^{o}C.$$

5. Определяем $t_{в.н1}^{ут(i)}$ по формуле (9.I3), где $t_{ж.н1}^{(i)} = t_{ж.н2}^{(i)}$

$$t_{в.н1}^{ут(i)} = - 30,6 + 0,662 \cdot [I6,3 - (-30,6)] = 0,45^{o}C.$$

6. Определяем $t_{ж.н1}^{(i)}$ по формуле (9.I4)

$t_{ж.н1}^{(i)} = I6,3 - I \cdot [0,45 - (-30,6)] = - I4,8^{o}C$, так как $t_{ж.н1} = -I4,8 < 7^{o}C$ в качестве промежуточного теплоносителя используем раствор хлористого кальция.

7. Находим $Q_{ч}^{ут(i)}$ по формуле (9.I5)

$$Q_{ч}^{ут(i)} = 86500 \cdot 0,24 \cdot [0,45 - (-30,6)] = 644598 \text{ ккал/ч.}$$

*) В п.п. 4-7,9 приводится расчет для одного ТУБ. Результаты расчета для других ТУБ приведены в таблице.

225

21855-01

8. Результаты расчета по п.п.3-7 приводятся в таблице

Установки	$t^{i}_{ж,н2} = t^{ф}_{ж,н2}$, °С	$t^{(i)}_{ж,н2}$, °С	$t^{ут(i)}_{вн1}$, °С	$t^{(i)}_{ж,н1}$, °С	$Q^{ут(i)}_{4}$, ккал/ч	$Q^{т(i)}_{4}$, ккал/ч
В1 и П1	-10,4	16,3	0,45	-14,8	644598	364338
В2 и П2	-10,4	16,3	0,45	-14,8	644598	364338
В3 и П3	-10,4	10,8	1,8	-1	244968	336312

9. Определяем $Q^{т(i)}_{4}$ по формуле (9.16)

$Q^{т(i)}_{4} = Q^{т(i)}_{4} = 86500 \cdot 0,24 (18 - 0,45) = 364338$ ккал/ч.

ПРИМЕР 6. Расчет по графо-аналитическому методу СУПТ с подогревом для группы установок при параллельной схеме присоединения. Расчет годового потребления теплоты

Исходные данные:

I. В СУПТ с подогревом промежуточного теплоносителя утилизируется теплота воздуха четырех вытяжных установок для нагрева воздуха в трех приточных установках.

Данные приведены в табл.I.

Таблица I

Установка	Расход воздуха			Параметры воздуха				
	$L_{в.ном}^{(i)}$, м³/ч	$L_{в}^{(i)}$, м³/ч	$G_{в}^{(i)}$, кг/ч	$t_{в.н}^{(i)}$, °С	$\varphi_{в.н}^{(i)}$, %	$i_{в.н}^{(i)}$, ккал/кг	$t_{в.н1}^{(i)}$, °С	$t_{в.к1}^{(i)}$, °С
В1	31500	24000	28800	18	10	5,15	-	-
В2	31500	30000	36000	21	40	8,85	-	-
В3	31500	26000	31200	18	10	5,15	-	-
В4	10000	10000	12000	30	60	17,2	-	-
П1	31500	25000	30000	-	-		-25	18
П2	31500	25000	30000	-	-		-10	26
П3	63000	47000	56400	-	-		-25	13

$t_{в.н1}^{ср(от)}$ = -3,6°С; отопительный период 213 дней = 5112 ч; режим работы двухсменный n =0,46; $\tau^{от} \cdot n$ =5112·0,46 = 2352 ч. Место строительства - Москва.

2. В качестве основного оборудования для ТУБ приточных и вытяжных установок используются типовые приточные камеры 2ПК.

3. Схема присоединения ТУБ к циркуляционному контуру параллельная (рис.8 приложения 2).

4. Расчет выполняется по графо-аналитическому методу (раздел 10.4) в системе единиц МКГСС.

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

Требуется определить

Технические характеристики ТУБ, вид теплоносителя, $Q_ч^{ут}$, $Q_ч^{вд}$, $Q_{год}^{ут}$, $Q_{год}^{вд}$.

Порядок расчета:

I. В качестве теплоутилизаторов для ТУБ принимаем воздухонагреватели КСк4.

По табл.3.4 альбома 5 принимаем ТУБ для вытяжных установок ВI–В4 и приточных установок ПI–П3. Из табл.2 и 5 альбома 4 выписываем данные технических характеристик ТУБ и записываем их в табл.2.

Таблица 2

Установка	ТУБ							
	Номер	Индекс	Тип схемы обвязки	Теплоутилизатор				
				Тип (индекс)	Количество, шт.	Число рядов трубок	$f_{тр}^{(i)}$, м²	$f_{ж}^{(i)}$, м²
ВI	27	2.03.3.I2.I	I	КСк4-I2-02ХЛ3А	3	I2	2,488	0,0052
В2	27	2.03.3.I2.I	I	КСк4-I2-02ХЛ3А	3	I2	2,488	0,0052
В3	27	2.03.3.I2.I	I	КСк4-I2-02ХЛ3А	3	I2	2.488	0,0052
В4	9	2.0I.3.I2.I	I	КСк4-I0-02ХЛ3А	6	I2	I,I62	0,00II
ПI	27	2.03.3.I2.I	I	КСк4-I2-02ХЛ3А	3	I2	2,488	0,0052
П2	25	2.03.3.09.I	I	КСк3-I2-02ХЛ3А	3	9	2,488	0,0039
П3	5I	2.06.3.I2.2	2	КСк4-I2-02ХЛ3А	6	I2	4,976	0,0I03

2. Определяем $\Sigma G_{в1}$ и $\Sigma G_{в2}$

$\Sigma G_{в1}$ = II6400 кг/ч, $\Sigma G_{в2}$ = I08000 кг/ч.

3. Определяем средние параметры воздуха 4-х вытяжных и 3-х приточных установок по формулам (8.2), (8.3), (8.4), (8.5), (I0.I).

Инв.№подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

$$t_{в.н2}^{ср} = \frac{18 \cdot 28800 + 21 \cdot 36000 + 18 \cdot 31200 + 30 \cdot 12000}{108000} = 20,3^{\circ}C;$$

$$i_{в.н2}^{ср} = \frac{5,15 \cdot 28800 + 8,85 \cdot 36000 + 5,15 \cdot 31200 + 17,2 \cdot 12000}{108000} = 7,72 \text{ ккал/кг};$$

$$\varphi_{в.н2}^{ср} = \frac{10 \cdot 28800 + 40 \cdot 36000 + 10 \cdot 31200 + 60 \cdot 12000}{108000} = 25,6\%;$$

$$t_{в.н1}^{ср} = \frac{(-25) \cdot 30000 + (-10) \cdot 30000 + (-25) \cdot 56400}{116400} = -21,1^{\circ}C;$$

$$t_{в.к1}^{ср} = \frac{18 \cdot 30000 + 26 \cdot 30000 + 13 \cdot 56400}{116400} = 17,2^{\circ}C.$$

4. Определяем $t_{в}^{ср}$ по формуле (8.6)

$$t_{в}^{ср} = \frac{20,3 + (-25)}{2} = -2,35^{\circ}C.$$

В качестве теплоносителя принимаем незамерзающий раствор хлористого кальция, так как $t_{в}^{ср} < 12^{\circ}C$.

5. Определяем $(vp)_{фр2}^{(i)}$, $(vp)_{фр1}^{(i)}$, $(vp)_{фр1}^{ср}$, $(vp)_{фр2}^{ср}$ по формулам (8.12) и (8.13)*

$$(vp)_{фр2}^{(i)} = \frac{28800}{3600 \cdot 2,488} = 3,2 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)},$$

$$(vp)_{фр2}^{ср} = \frac{108000}{3600 \cdot 8,626} = 3,48 \text{ кг/(м}^2\text{с)},$$

$$(vp)_{фр1}^{ср} = \frac{116400}{3600 \cdot 9,952} = 3,25 \text{ кг/(м}^2\text{с)}.$$

229

* В пп.5-8, 10-13, 17 приводится расчет для одного ТУБ

Инв.№подл. | Подпись и дата | Взамен инв.№

где $f_{фр2}^{(i)}$ = 2,488 м^2 – площадь фронтального сечения ТУБ установки ВI по табл.2 примера,

$\Sigma f_{фр2}$ = 8,626 м^2 – суммарная площадь фронтального сечения ТУБ установок ВI–В4,

$\Sigma f_{фр1}$ = 9,952 м^2 – суммарная площадь фронтального сечения ТУБ установок III–II3.

6. Находим $\Delta P_{в1}^{(i)}$ и $\Delta P_{в2}^{(i)}$ по графикам рис.7 приложения 3.

Для ТУБ установки ВI по характеристике 27(I)

$\Delta P_{в2}^{(i)}$ =62•3 = I86Па = I8,6 кгс/м^2, где 62Па – потери давления в одном теплообменнике.

7. Определяем $\bar{L}_в^{(i)}$ по формуле (9.I)

$$\bar{L}_{в1}^{(i)} = \frac{25000}{3I500} = 0,79.$$

8. Определяем $(F_{o1}')^{(i)}$ по табл.II приложения 2.

Для приточной установки III с ТУБ 27 (I)

при $\bar{L}_{в1}^{(i)}$ = 0,79 и W = I $(F_{o1}')^{(i)}$ = I,44.

9. Определяем $(F_{o2}')^{ср}$ по формуле (9.3)

$$(F_{o2}')^{ср} = \frac{I,44 \cdot 24000 + I,44 \cdot 30000 + I,44 \cdot 26000 + 2,03 \cdot I0000}{90000} = I,5.$$

I0. Определяем $\Delta t_{в1}^{(i)}$ по формуле (I0.I2)

$\Delta t_{в1}^{(i)}$ = I8–(–25) = 43°С.

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

II. Для установки Ш с $\Delta t_{в1}^{макс}$ = 43°С и для установки П2 с $t_{дн}^{макс}$ = - I0°С определяем:

а) по формуле (I0.I3) $G_{ж1}^{(1)} = G_{ж1}^{(2)} = \frac{30000 \cdot 0.24}{0,675 \cdot I}$ =

= I0667 кг/ч, где $W_1^{(1)} = W_1^{(2)} = I$;

б) по формуле (8.I0) $\omega_1^{(i)}$

$$\omega_1^{(1)} = \frac{I0667}{3600 \cdot I260 \cdot 0,052} = 0,452 \text{ м/с},$$

$$\omega_1^{(2)} = \frac{I0667}{3600 \cdot I260 \cdot 0,0039} = 0,603 \text{ м/с};$$

в) по таблице I2 приложения 2 $\theta_1^{(i)}$

$\theta_1^{(1)}$ = 0,59 при известных $(\bar{F}_{01}')^{(1)}$ = I,44 и W = I,

$\theta_1^{(2)}$ = 0,576 при известных $(\bar{F}_{01}')^{(2)}$ = I,36 и W = I;

г) по формуле (I0.I4) - $t_{жн1}^{(i)тр}$

$$t_{жн1}^{(1)тр} = -25 + \frac{I8-(-25)}{0,59} = 47,9°С,$$

$$t_{жн1}^{(2)тр} = -I0 + \frac{26-(-I0)}{0,576} = 52,5°С.$$

I2. Принимаем $t_{жн1}$ для всех приточных установок, равной большему из всех значений $t_{жн1}^{(2)}$ = 52,5°С

$$t_{жн1}^{(1)} = t_{жн1}^{(2)} = t_{жн1}^{(3)}.$$

I3. Для ТУБ Ш,П3 определяем:

а) $\theta_1^{(i)тр}$ формуле (4.4)

$$\theta_1^{(1)тр} = \frac{I8-(-25)}{52,5-(-25)} = 0,555;$$

Инв № подл. | Подпись и дата | Взамен инв №

б) $W_1^{(i)тр}$ по табл.I2 приложения 2 при известных значениях $(F_{01}')^{(i)}$ и $\Theta_1^{(i)тр}$

для III $(F_{01}')^{(1)}$ = I,44 и $\Theta_1^{(1)тр}$ = 0,555 – $W_1^{(1)тр}$ =I,I8;

в) $G_1^{(i)тр}$ по формуле (I0.I3)

$$G_1^{(1)тр} = \frac{30000 \cdot 0,24}{0,675 \cdot I,I8} = 9040 \text{ кг/ч};$$

г) $\omega_1^{(i)}$ по формуле (8.I0)

$$\omega_1^{(1)} = \frac{9040}{3600 \cdot I260 \cdot 0,0052} = 0,383 \text{ м/с};$$

I4. Для ТУБ приточных установок определяем:

а) $\Delta P_{ж1}^{(1)}$ по формуле (5.I)

$$\Delta P_{ж1}^{(1)} = (9440 x 3) x 0,383^2 = 4I54 \text{ кгс/м}^2,$$

где $C_ж$ = 9440 – коэффициент для расчета потери давления в одном теплообменнике, принимаемый по табл.7 приложения 2;

б) $t_{ж.к1}^{(i)}$ по формуле (I0.I5)

$$t_{ж.к1}^{(1)} = 52,5 - I,I8 \cdot [I8 - (-25)] = I,8^{\circ}C.$$

I5. Результаты расчета по п.п.8–I4 в табл.3, по п.п.5–7 в табл.3 и 4.

232

Таблица 3

21855-01

Установка	$(\nu\rho)_{фр1}^{(i)}$, кг/м²·с	$\Delta P_{в1}^{(i)}$, кгс/м²	$\bar{Z}_{в1}^{(i)}$	$(F_{01}')^{(i)}$	$\Delta t_{в1}^{(i)}$, °С	$\Theta_1^{(i)тр}$	$W_1^{(i)}$	$G_{ж1}^{(i)}$, кг/ч	$\omega_1^{(i)}$, м/с	$\Delta P_{ж1}^{(i)}$, кгс/м²	$t_{ж.к1}^{(i)}$, °С
III	3,35	I9,8	0,79	I,44	43	0,555	I,I8	9040	0,383	4I54	I,8
II2	3,35	I5,9	0,79	I,36	36	0,576	I,0	I0667	0,603	II500	I6,5
II3	3,I5	I8,6	0,746	I,45	38	0,49	I,56	I2855	0,275	2I03	–6,6

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

I6. Так как $t^{мин}_{ж.к1} = t^{(1)}_{ж.к1} = 1{,}8^{\circ}C < 7^{\circ}C$, то в качестве теплоносителя сохраняем 20% раствор хлористого кальция с $t^{зам}_{ж} = -18{,}3^{\circ}C$.

I7. Определяем $\Sigma G_{ж1}$

$$\Sigma G_{ж1} = 9040 + 10667 + 12855 = 32562 \text{ кг/ч.}$$

I8. Находим $t^{ср}_{ж.к1}$ по формуле (I0.I6)

$$t^{ср}_{ж.к1} = \frac{1{,}8 \cdot 9040 + 16{,}5 \cdot 10667 + (-6{,}6) \cdot 12855}{32562} = 3{,}3^{\circ}C.$$

$$t^{ср}_{ж.н2} = t^{ср}_{ж.к1} = 3{,}3^{\circ}C.$$

I9. Для ТУБ вытяжных установок определяем:

а) $G^{(i)}_{ж2}$ по формуле (8.8)

$$G^{(1)}_{ж2} = \frac{28800 \cdot 32562}{108000} = 8683 \text{ кг/ч;}$$

б) $\omega^{(i)}_{2}$, $\omega^{(ср)}_{2}$ по формулам (8.I0) и (8.II)

$$\omega^{(1)}_{2} = \frac{8683}{3600 \cdot 1260 \cdot 0{,}0052} = 0{,}368 \text{ м/с,}$$

$$\omega^{ср}_{2} = \frac{32562}{3600 \cdot 1260 \cdot 0{,}0167} = 0{,}43 \text{ м/с;}$$

в) определяем $\Delta P^{(i)}_{ж2}$ по формуле (5.I)

$$\Delta P^{(1)}_{ж2} = [9440 \cdot 3] \cdot 0{,}368^2 = 3835 \text{ кгс/м}^2,$$

где $C_{ж} = 9440$ (кг.с^2)/м^2 для КСк 4-I2 по табл.7 приложения 2.

Таблица 4

Установка	$(V\rho)^{(i)}_{фр2}$, кг/м2·с	$\Delta P^{(i)}_{в2}$, кгс/м2	$\bar{Z}^{(i)}_{2}$	$G^{(i)}_{ж2}$, кг/ч	$\omega^{(i)}_{2}$, м/с	$(F'_{02})^{(i)}$	$\Delta P^{(i)}_{ж2}$, кгс/м2	$W^{(i)}_{2}$
ВI	3,22	I8,6	0,762	8683	0,368	I,44	3835	I,I79
В2	4,02	27,0	0,952	I0854	0,460	I,44	5992	I,I79
В3	3,48	2I,3	0,852	9407	0,399	I,44	4509	I,I79
В4	2,87	I5,6	I	36I8	0,725	2,03	3625	I,I79

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

21855-01 233

20. Результаты расчета по п. I9 приведены в табл.4

2I. Определяем среднее значение W_2 по формуле (I0.I7)

$$W_2 = \frac{I08000 \cdot 0,24}{32562 \cdot 0,675} = I,I79.$$

22. Определяем $\Theta_2^{ср}$ по табл. I2 приложения 2 при известных

$W_2 = 1,179$ и $(\bar{T}_{02}')^{ср} = 1,5$, $\Theta_2^{ср} = 0,564$.

23. Определяем $K_2^{ср}$, $\alpha_{B2}^{ср}$, $\alpha_{эк2}^{ср}$ по графикам рис. 35, 36, 42 приложения 3 при известных

$(\rho v)_{вх2}^{ср} = 3,48 кг/(м^2 с)$

и $\omega_2^{ср} = 0,43 м/с$.

Инв. № подл. | Подпись и дата | Взамен инв. №

$\alpha_{вг}^{ф}$ = 43 ккал/(ч·м^2·°С),

$\alpha_{жг}^{ф}$ = 499 ккал/(ч·м^2·°С),

$K_г^{ф}$ = I7,26 ккал/(ч·м^2·°С).

24. Определяем $\Theta_{рг}^{ф}$ по формуле (I0.5)

$$\Theta_{рс}^{ф} = \frac{I7,26}{43,4^{ф}_{жг}} \cdot (I-0,564) + 0,564 = 0,74.$$

25. Находим $t_{рсг}^{ф}$ по формуле (I0.6)

$$t_{рсг}^{ф} = 20,3 - 0,74 \cdot (20,3-3,3) = 7,7°С,$$

где $t_{в.нг}^{ф}$ = 20,3°С,

$$t_{ж.нг}^{ф} = t_{ж.кг}^{ф} = 3,3°С.$$

26. По $i-d$ диаграмме для точки с координатами $t_{рсг}^{ф}$ = 7,7°С и φ = I00% находим $\varphi_{сух}$

$$\varphi_{сух} = 4I\%.$$

Определяем режим работы ТУБ вытяжных установок

$$(\varphi_{сух} + 5) = (4I+5)\% > \varphi_{в.нг}^{ф} = 25,6\%.$$

ТУБ работают без выпадения конденсата, $\xi_{\varphi}^{ф} = I$.

27. Находим $\Theta_г^{ф(т)}$ по формуле (I0.7)

$$\Theta_г^{ф(т)} = 0,564 \cdot I = 0,564.$$

28. Определяем $t_{в.кг}^{ф}$ по формуле (I0.8)

$$t_{в.кг}^{ф} = 20,3-0,564(20,3-3,3) = I0,7°С.$$

235

21855-01

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

29. Определяем $t^{ср}_{ж.нг}$ по формуле (I0.9)

$t^{ср}_{ж.нг} = 3,3+I,I79(20,3-I0,7) = I4,6^{o}C$,

где $t^{ср}_{ж.нг} = t^{ср}_{ж.нг}$ $= 3,3^{o}C$. $t^{ср}_{ж.нг} = I4,6^{o}C < t^{ср}_{ж.нг} = 52,5^{o}C$.

30. Определяем $Q^{нг}_{ч}$ в расчетном режиме по формуле (I0.I0)

$Q^{нг}_{ч} = 32562 \cdot 0,675 \cdot (I4,6-3,3) = 248090$ ккал/ч.

3I. Дополнительный нагрев промежуточного теплоносителя от $I4,6^{o}C$ до $52,5^{o}C$ обеспечиваем в водоподогревателе за счет теплоты от первичного источника тепла.

Определяем $Q^{вод}_{ч}$ по формуле (I0.II)

$Q^{вод}_{ч} = 32562 \cdot 0,675 \cdot (52,5-I4,6) = 833020$ ккал/ч,

где $t^{вод}_{ж.к} = t^{ср}_{ж.нг} = 52,5^{o}C$,

$t^{вод}_{ж.н} = t^{ср}_{ж.нг} = I4,6^{o}C$.

32. Годовое потребление теплоты

32.I. Определяем $t^{кг(ср)}_{ж.нг}$ по формуле (I2.I4)

$$t^{кр}_{ж.нг} = \frac{(7,72-0,564 \cdot 0,24 \cdot 20,3-2,3)\ \frac{43 \cdot I6,5}{499 \cdot 0,24}}{-I-0,564 \cdot 0,24\ \frac{43 \cdot I6,5}{499}} = -I3,26^{o}C,$$

где $\psi = I,5$ для теплоутилизаторов типа КСк вытяжных установок принимаем по примечанию табл.5 альбома 4.

32.2. Определяем характерные периоды работы СУПТ.

$t^{кр}_{ж.нг} = -I3,26^{o}C < t^{р}_{ж.нг} = 3,3^{o}C$, значит система

236

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

характеризуется II периодом работы, теплообменная поверхность ТУБ вытяжных установок не обмерзает.

32.3. Определяем $t_{д.н1}^{ср.от(i)}$ для каждой приточной установки. Для установок без рециркуляции воздуха III и II3 $t_{д.н1}^{ср.от(i)}$ равна средней температуре наружного воздуха за отопительный период -3,6°С. Для установки с рециркуляцией воздуха II2 $t_{д.н1}^{ср.от(2)}$ = 4,3°С. Находим $t_{д.н1}^{ср.от}$ для III, II2, II3 по формуле (8.5)

$$t_{д.н1}^{ср.от} = \frac{(-3,6)\cdot 30000 + 4,3\cdot 30000 + (-3,6)\cdot 56400}{116400} = -1,6°С.$$

32.4. Для установки II2 с $t_{ж.н1}^{макс}$ в расчетном режиме (при $t_{д.н1}^{р}$ =25°С) определяем $t_{ж.н1}^{(2)от}$ по формуле (10.14) при значении $\Theta_1^{(2)}$ =0,576 (см. п.11в примера)

$$t_{ж.н1}^{(2)от} = 4,3 + \frac{26 - 4,3}{0,576} = 42°С.$$

Принимаем $t_{ж.н1}^{от}$ для всех приточных установок равной 42°С

$$t_{ж.н1}^{(1)от} = t_{ж.н1}^{(2)от} = t_{ж.н1}^{(3)от} = 42°С.$$

32.5. Для приточных установок определяем:

а) $\Theta_1^{(i)от}$ по формуле (4.4)

$$\Theta_1^{(1)от} = \frac{18 - (-3,6)}{42 - (-3,6)} = 0,474,$$

$$\Theta_1^{(3)от} = \frac{13 - (-3,6)}{42 - (-3,6)} = 0,364;$$

б) $W_1^{(i)от}$ по табл.12 приложения 2 при известных значениях $(\bar{\gamma}_{01}')^{(i)}$ и $\Theta_1^{(i)от}$

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

для III $(F_{01}')^{(1)} = 1{,}44$ и $\Theta_1^{(1)от} = 0{,}474$ $W_1^{(1)от} = 1{,}66$,

для II3 $(F_{01}')^{(2)} = 1{,}45$ и $\Theta_1^{(2)от} = 0{,}364$ $W_1^{(2)от} = 2{,}5$;

в) $G_{ж1}^{(i)от}$ по формуле (I0.I3)

$$G_{ж1}^{(1)от} = \frac{30000 \cdot 0{,}24}{0{,}675 \cdot 1{,}66} = 6426 \text{ кг/ч},$$

$$G_{ж1}^{(2)от} = \frac{56400 \cdot 0{,}24}{0{,}675 \cdot 2{,}5} = 802I \text{ кг/ч}.$$

32.6. Определяем $t_{ж.к1}^{(i)от}$ по формуле (I0.I5)

$$t_{ж.к1}^{(1)от} = 42 - 1{,}66 \cdot [18 - (-3{,}6)] = 6{,}1\ ^{\circ}C,$$

$$t_{ж.к1}^{(2)от} = 42 - 1 \cdot (26 - 4{,}3) = 20{,}3\ ^{\circ}C,$$

$$t_{ж.к1}^{(3)от} = 42 - 2{,}5 \cdot [13 - (-3{,}6)] = 0{,}5\ ^{\circ}C.$$

32.7. Определяем $G_{ж}^{от} = \Sigma G_{ж1}^{(i)от}$

$$G_{ж}^{от} = 6426 + 10667^{ж)} + 802I = 25114 \text{ кг/ч}.$$

32.8. Определяем $t_{ж.к1}^{ср(от)}$ по формуле (I0.I6)

$$t_{ж.к1}^{ср(от)} = \frac{6{,}14 \cdot 6426 + 20{,}3 \cdot 10667 + 0{,}5 \cdot 802I}{25114} = 10{,}3^{\circ}C.$$

$$t_{ж.к1}^{ср(от)} = t_{ж.к2}^{ср(от)} = 10{,}3^{\circ}C.$$

ж) $G_{ж1}^{(2)} = 10667$ кг/ч по п.IIа примера.

2 38

21855-01

Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. №

32.9. Для ТУБ вытяжных установок определяем:

а) $W_2^{от}$ по формуле (I0.I7)

$$W_2^{от} = \frac{I08000 \cdot 0,24}{0,675 \cdot 25II4} = I,53;$$

б) $Q_2^{ср(от)}$ по табл.I2 приложения 2 при

$W_2^{от} = I,53$ и $(K_{02}')^{ср} = I,5$, $Q_2^{ср(от)} = 0,50I$.

$(K_{02}')^{ср} = I,5$ по п.9 примера.

32.I0. Определяем $t_{в.к2}^{ср(от)}$ по формуле (I0.8)

$$t_{в.к2}^{ср} = 20,3 - 0,50I(20,3 - I0,3) = I5,3^{\circ}C.$$

32.II. Определяем $t_{ж.к2}^{ср(от)}$ по формуле (I0.9)

$$t_{ж.к2}^{ср(от)} = I0,3 + I,53(20,3 - I5,3) = I8^{\circ}C.$$

32.I2. Определяем $Q_v^{ут(от)}$ по формуле (I0.I0)

$$Q_v^{ут(от)} = 25II4 \cdot 0,675(I8 - I0,3) = I29343 \text{ ккал/ч} = 0,I3 \text{ Гкал/ч}.$$

32.I3. Определяем $Q_{год}^{ут}$ по формуле (I2.I7)

$$Q_{год}^{ут} = 0,I3 \cdot 5II2 \cdot 0,46 = 305,7 \text{ Гкал/ч},$$

где $n = 0,46$ для двухсменной работы принимаем по п.2.4 альбома 5.

32.I4. Определяем $Q_{год}^{т}$ по формуле (I2.I)

$$Q_{год}^{т} = I,057 \cdot \frac{(I7,2 - (-I,6))}{(I7,2 - (-2I,I))} \cdot 5II2 \cdot 0,46 - 305,7 = 9I4,36 \text{ Гкал/год},$$

где I,057 – требуемый расход теплоты в расчетном режиме

$$Q_v^{тр} = Q_v^{ут} + Q_v^{т} = 0,809 + 0,248 = I,057 \text{ Гкал/ч}.$$

239

21855-01

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

ПРИМЕР 7. Расчет по графо-аналитическому методу СУПТ с подогревом для группы установок при последовательно-параллельной схеме присоединения по рис.9.

I. В СУПТ с подогревом промежуточного теплоносителя утилизируется теплота воздуха двух вытяжных установок для нагрева воздуха в двух приточных установках.

Данные для расчета приведены в табл.I

Таблица I

Установка	Расход воздуха			Параметры воздуха				
	$L^{(i)}_{в.ном}$, м³/ч	$L^{(i)}_{в}$, м³/ч	$G^{(i)}_{в}$, кг/ч	$t^{(i)}_{в.н2}$, °С	$\varphi^{(i)}_{в.н2}$, %	$i^{(i)}_{в.н2}$, ккал/кг	$t^{(i)}_{в.н1}$, °С	$t^{(i)}_{в.к1}$, °С
ВI	3I500	24000	28800	I8	I0	5,I5		
В2	3I500	26000	3I200	2I	40	8,85		
ПI	3I500	25000	30000				-25	I8
П2	3I500	30000	36000				-I0	20

$t^{ср(от)}_{в.н1}$ = - 3,6°С; отопительный период 2I3 дней;

режим работы двухсменный; $\tau^{от} \cdot n$ = 2352 ч.

2. В качестве основного оборудования для ТУБ приточных и вытяжных установок используются типовые приточные камеры 2ПК.

3. Схема присоединения ТУБ к циркуляционному контуру параллельно-последовательная (рис.9 приложения 2).

4. Расчет выполняется по графо-аналитическому методу (раздел I0.5) в системе единиц МКГСС.

Требуется определить:

Технические характеристики ТУБ, вид теплоносителя, $Q^{ут}_{ч}$, $Q^{вод}_{ч}$.

240

21855-01

Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. №

Порядок расчета:

I. В качестве теплоутилизаторов для ТУБ принимаем воздухонагреватели КСК4.

По табл.3.4 альбома 5 выбираем ТУБ для вытяжных и приточных установок.

Из табл.2 и 5 альбома 4 выписываем данные технических характеристик ТУБ и записываем их в табл.2.

Таблица 2

Установка	ТУБ							
	Номер	Индекс	Тип схемы обвязки	Теплоутилизатор				
				Тип (индекс)	Количество, шт.	Число рядов трубок	$f_{тр}^{(i)}$, м²	$f_{ж}^{(i)}$, м²
В1	27	2.03.3.I2.I	I	КСк4-I2-02ХЛ3А	3	I2	2,488	0,0052
В2	27	2.03.3.I2.I	I	КСк4-I2-02ХЛ3А	3	I2	2,488	0,0052
П1	27	2.03.3.I2.I	I	КСк4-I2-02ХЛ3А	3	I2	2,488	0,0052
П2	25	2.03.3.09.I	I	КСк3-I2-02ХЛ3А	3	9	2,488	0,0039

2. Определяем $\Sigma G_{в1}$ и $\Sigma G_{в2}$

$\Sigma G_{в1}$ = 66000 кг/ч, $\Sigma G_{в2}$ = 60000 кг/ч.

3. Определяем средние параметры воздуха по формулам (8,2) – – (8,5), (I0.I)

$$t_{в.н2}^{ср} = \frac{I8 \cdot 28800 + 2I \cdot 3I200}{60000} = I9,56^{\circ}C,$$

$$i_{в.н2}^{ср} = \frac{5,I5 \cdot 28800 + 8,85 \cdot 3I200}{60000} = 7,07 \text{ ккал/кг},$$

241

21855-01

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

$$\varphi^{ср}_{в.н2} = \frac{10 \cdot 28800 + 40 \cdot 31200}{60000} = 25{,}6\%,$$

$$t^{ср}_{в.н1} = \frac{(-25) \cdot 30000 + (-10) \cdot 36000}{66000} = -16{,}8^{\circ}C,$$

$$t^{ср}_{в.к1} = \frac{18 \cdot 30000 + 20 \cdot 36600}{66000} = 19{,}3^{\circ}C.$$

4. Определяем $t^{ср}_{в}$ по формуле (8.6)

$$t^{ср}_{в} = \frac{19{,}56 + (-25)}{2} = 2{,}72^{\circ}C.$$

В качестве теплоносителя принимаем незамерзающий раствор хлористого кальция, так как $t^{ср}_{в} < 12^{\circ}C$.

5. Определяем $(v\rho)^{(i)}_{фр1}$, $(v\rho)^{(i)}_{фр2}$,

$(v\rho)^{ср}_{фр1}$, $(v\rho)^{ср}_{фр2}$ по формулам (8.12) и (8.13)*)

$$(v\rho)^{(1)}_{фр1} = \frac{30000}{3600 \cdot 2{,}488} = 3{,}35 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)};$$

$$(v\rho)^{(ф)}_{фр1} = \frac{66000}{3600 \cdot 4{,}976} = 3{,}68 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)};$$

$$(v\rho)^{ср}_{фр2} = \frac{60000}{3600 \cdot 4{,}976} = 3{,}35 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)};$$

где $f^{(1)}_{фр1} = 2{,}488$ м^2 – площадь фронтального сечения ТУБ установки III по табл.2 примера;

242

*) В п.п.5-8, 14 приводится расчет для одного ТУБ. Результаты расчета для других ТУБ приводятся в таблицах.

21855-01

Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. №

$\Sigma f_{ф/1}$ = 4,976 м^2 – суммарная площадь фронтального сечения ТУБ приточных установок П1 и П2;

$\Sigma f_{ф/2}$ = 4,976 м^2 – суммарная площадь фронтального сечения ТУБ вытяжных установок В1 и В2.

6. Определяем $\Delta P_{B1}^{(i)}$ и $\Delta P_{B2}^{(i)}$ по графикам рис.7 приложения 3.

Для ТУБ приточной установки П1 по характеристике 27(I) $\Delta P_{B1}^{(i)}$ =62·3 = 186Па = 18,6 кгс/м^2, где 62Па – потери давления в одном теплообменнике.

7. Определяем $\bar{L}_B^{(i)}$ по формуле (9.I).

$$\bar{L}_{B1}^{(i)} = \frac{25000}{31500} = 0,79 .$$

8. Определяем $(F'_{01})^{(i)}$ по табл.II приложения 2.

Для приточной установки П1 с ТУБ 27 (I)

при $\bar{L}_{B1}^{(i)}$ = 0,79 и W = I $(F'_{01})^{(i)}$ = I,44,

9. Определяем $\Delta t_{B1}^{(i)}$ по формуле (I0.I2)

$\Delta t_{B1}^{(1)}$ =I8–(–25)=43°С; $\Delta t_{B1}^{(2)}$ =20–(–I0) = 30°С .

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

243

21855-01

I0. Для установки П1 с $\Delta t_{в1}^{макс}$ = 43°С и для П2

с $t_{вн1}^{макс}$ = – I0°С определяем:

а) $G_{ж1}^{(1)}$ по формуле (I0.I3)

$$G_{ж1}^{(1)} = \frac{30000 \cdot 0,24}{0,65 \cdot I} = I0667 \text{ кг/ч};$$

$$G_{ж1}^{(2)} = \frac{36000 \cdot 0,24}{0,675 \cdot I} = I2800 \text{ кг/ч, где}$$

$$W_1^{(1)} = W_1^{(2)} = I;$$

б) $\omega_1^{(i)}$ по формуле (8.I0) $\omega_1^{(1)} = \frac{I0667}{3600 \cdot I260 \cdot 0,0052} =$

$\omega_1^{(2)} = \frac{I2800}{3600 \cdot I260 \cdot 0,0039} = 0,724$ м/с; =0,452 м/с.

в) $Q_1^{(i)}$ по табл.I2 приложения 2 при известных:

для П1 – $(\bar{F}_{01}')^{(1)} = I,44$ и $W_1^{(1)} = I$ находим $\Theta_1^{(1)} = 0,59$;

для П2 – $(\bar{F}_{01}')^{(2)} = I,29$ и $W_1^{(2)} = I$ находим $\Theta_1^{(2)} = 0,563$;

г) $t_{ж.н1}^{(i)тр}$ по формуле (I0.I4)

$$t_{ж.н1}^{(1)тр} = -25 + \frac{I8-(-25)}{0,59} = 47,9°С,$$

$$t_{ж.н1}^{(2)тр} = -I0 + \frac{20-(-I0)}{0,563} = 43,3°С.$$

II. По большему $t_{ж.н1}^{макс} = t_{ж.н1}^{(1)тр} = 47,9°С$ принимаем температуру теплоносителя на входе в ТУБ приточных установок.

I2. Для ТУБ П2 определяем:

а) $\Theta_1^{(2)тр}$ по формуле (4.4)

$$\Theta_1^{(2)тр} = \frac{20 - (-10)}{47,9-(-10)} = 0,518;$$

б) $W_1^{(2)тр}$ по табл.12 приложения 2 при значениях

$(F_{01}')^{(2)} = 1,29$ и $\Theta_1^{(2)тр} = 0,518$

$$W_1^{(2)тр} = 1,39;$$

в) $G_ж^{(2)тр}$ по формуле (10.13)

$$G_ж^{(2)тр} = \frac{36000 \cdot 0,24}{0,675 \cdot 1,39} = 9209 \text{ кг/ч};$$

г) $\omega_1^{(2)}$ по формуле (8.10)

$$\omega_1^{(2)} = \frac{9209}{3600 \cdot 1260 \cdot 0,0039} = 0,521 \text{ м/с};$$

д) $\Delta P_{ж1}^{(2)}$ по формуле (5.1), так как $W_1^{(2)} \neq 1$

$$\Delta P_{ж1}^{(2)} = (8522 \cdot 3) \cdot 0,521^2 = 6940 \text{ кгс/м}^2,$$

где $C_ж$ = 8522 – коэффициент для расчета потери давления по теплоносителю для одного теплообменника по табл.7 приложения 3;

13. Определяем $t_{ж.к1}^{(2)}$ по формуле (10.15) для Ш, П2

$$t_{ж.к1}^{(2)} = 47,9 - 1,39 \left[20 - (-10)\right] = 6,2^\circ C .$$

245

21855-01

904-02.26.86 Альбом I

Инв № подл. | Подпись и дата | Взам инв №

I4. Результаты расчета по п.п.5-I3 приведены в табл.3

Таблица 3

Установка	$(v\rho)^1_{ф1}$, кг/м².с	$\Delta P^{(i)}_{в1}$, кгс/м²	$\bar{Z}^{(i)}_{в1}$	$(F'_{o1})^{(i)}$	$t^{(i)}_{в1}$, °С	$\Theta^{(i)}_{o.тр}$	$W^{(i)}_1$	$G^{(i)}_{ж1}$, кг/ч	$\omega^{(i)}_1$, м/с	$\Delta P^{(i)}_{ж1}$, кгс/м²	$t^{(i)}_{ж1}$, °С
П1	3,35	I8,6	0,79	I,44	43	0,59	I,0	I0667	0,452	6800	4,9
П2	4,02	2I,6	0,952	I,29	30	0,5I8	I,39	9209	0,52I	6940	6,2

$\Delta P^{(2)}_{ж1}$ = I6000 кгс/м² находим по графику рис.5 приложения 2, так как $W^{(1)}_1$ = I.

I5. Результаты расчета по п.п. 5,7,I7 приведены в табл.4

Таблица 4

Установка	$(v\rho)^{(i)}_{ф2}$, кг/м².с	$\Delta P^{(i)}_{в2}$, кгс/м²	$\bar{Z}^{(i)}_2$	$G^{(i)}_{ж2}$, кг/ч	$\omega^{(i)}_2$, м/с	$(F'_{o2})^{(i)}$	$\Delta P^{(i)}_{ж2}$ *) кгс/м²
В1	3,2I5	6,0	0,762	I0667	0,452	I,44	6400
В2	3,48	7,0	0,825	9209	0,39	I,44	4307

I6. Определяем $G_{ж}$ для системы

$G_{ж}$ = I0667 + 9209 = I9876 кг/ч.

I7. Для ТУБ вытяжных установок определяем:

а) $G^{(i)}_2$, принимая его равным расходу в ТУБ приточной установки, соединенной последовательно по теплоносителю с данной вытяжной установкой

$G^{(i)}_{ж2} = G^{(i)}_{ж1}$ = I0667 кг/ч,

*) $\Delta P^{(i)}_{ж2}$ определяем по формуле (5.I), так как $W^{(i)}_2 \neq 1$.

246

21855-01

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

$G_{ж2}^{(i)} = G_{ж1}^{(i)} = 9209$ кг/ч;

б) $\omega_2^{(i)}$ по формуле (8.I0)

$$\omega_2^{(i)} = \frac{I0667}{3600 \cdot I260 \cdot 0,0052} = 0,452 \text{ м/с};$$

в) $W_2^{(i)}$ по формуле (9.I3)

$$W_2^{(i)} = \frac{28800 \cdot 0,24}{I0667 \cdot 0,675} = 0,96;$$

г) $\Theta_2^{(i)}$ по табл.I2 приложения 2 по известным $(\bar{n}_{02}')^{(i)}$ и $W_2^{(i)}$.

Для BI при $(\bar{n}_{02}')^{(i)} = I,44$ и $W_2^{(i)} = 0,96$ $\Theta_2^{(i)} = 0,599$

I8. Определяем $K_2^{(i)}$, $\alpha_{в2}^{(i)}$, $\alpha_{ж2}^{(i)}$, $\Theta_{рс}^{(i)}$, $t_{рс}^{(i)}$

а) $K_2^{(i)}$ по графику рис.42 приложения 2

для BI $K_2^{(i)} = 2I$ ккал/(ч·м^2·°С);

б) $\alpha_в^{(i)}$ по графику рис.35 приложения 2

для BI $\alpha_{в2}^{(i)} = 4I$ ккал/(ч·м^2·°С);

в) $\alpha_ж^{(i)}$ по графику рис.36 приложения 2

$\alpha_{ж2}^{(i)} = 500$ ккал/(ч·м^2·°С)

I9. Определяем $\Theta_{рс}^{(i)}$ по формуле (I0.5)

$$\Theta_{рс}^{(i)} = \frac{2I}{4I}(I - 0,599) + 0,599 = 0,804.$$

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам. инв.№

2407

21855-01

20. Определяем $t_{рс2}^{(i)}$ по формуле (I0.6)

$t_{рс2}^{(I)}$ =I8–0,804 · (I8–4,9) = 7,5°С

2I. Результаты расчетов по п.п.I7–20 даны в табл.5.

Таблица 5

Установка	$W_2^{(i)}$	$Q_2^{(i)}$	$K_2^{(i)}$, ккал/(ч.м2.°С)	$\alpha_{в2}^{(i)}$, ккал/(ч.м2.°С)	$\alpha_{ж2}^{(i)}$, ккал/(ч.м2.°С)	$\Theta_{рс}^{(i)}$	$t_{рс2}^{(i)}$, °С
BI	0,96	0,599	2I,0	4I	500	0,804	7,5
B2	I,2	0,55I	20,0	44	480	0,755	9,6

22. Определяем режим работы ТУБ вытяжных установок по п.8.I9

для BI – $\varphi_{сух}^{(I)}$ = 50%,

для B2 – $\varphi_{сух}^{(2)}$ = 52%.

$\varphi_{сух}^{(I)}$ +5 = 55% > I0% и $\varphi_{сух}^{(2)}$ + 5 = 57% > 40% установки работают без выпадения конденсата, $\sum\varphi$ =I.

23. Определяем $Q_2^{i(\varphi)}$ по формуле (I0.I8)

$Q_2^{i(\varphi)}$ = 0,553 · I = 0,599.

24. Определяем $t_{в.к2}^{(i)}$ по формуле (I0.I9)

$t_{в.к2}^{(I)}$ =I8–0,599·(I8–4,9) = I0,2°С.

25. Определяем $t_{ж.к2}^{(i)}$ по формуле (I0.20)

$t_{ж.к2}^{(I)}$ = 4,9+0,96(I8–I0,2) = I2,4°С, где

$t_{ж.к2}^{(I)} = t_{ж.к1}^{(I)}$.

26. Данные расчета по п.п. 22–25 приведены в табл.6. 248

Таблица 6

Установка	$\varphi_{сух}$, %	$\varphi_{сух}+5$, %	$\varphi_{нач}$, %	ξ_y	$t_{вых}$, °С	$t_{ж.вх}^{(i)}$, °С	Установка	$Q_y^{(i)уст}$, ккал/ч
В1	50	55	10	I	10,2	12,4	Ш	63362
В2	52	57	40	I	12,4	15,3	П2	46621

27. Определяем $t_{ж.вх}^{ср}$ ТУБ вытяжных установок по формуле (10.21)

$$t_{ж.вх}^{ср} = \frac{12,4 \cdot 10667 + 15,3 \cdot 9209}{19876} = 13,7^{\circ}С$$

28. Так как $t_{ж.вх}^{ср} = 13,7^{\circ}С < t_{ж.нн}^{(i)} = 47,9^{\circ}С$, то требуется дополнительный нагрев теплоносителя в водоподогревателе.

29. Определяем $Q_y^{(i)уст}$ по формуле (10.22)

$Q_y^{(i)уст} = 10667 \cdot 0,675(13,7-4,9)=63362$ ккал/ч.

Находим $\Sigma Q_y^{(i)уст} = 63362+46621=109983$ ккал/ч.

30. Определяем $Q_y^{доб}$ по формуле (10.1)

$Q_y^{доб} = 19876 \cdot 0,675(47,9-13,7)=458837$ ккал/ч.

249

21855-01

ПРИМЕР 8. Расчет по аналитическому методу СУПТ без подогрева при конденсации влаги на всей поверхности ТУБ вытяжной установки.

Исходные данные:

I. В СУПТ без подогрева промежуточного теплоносителя утилизируется теплота воздуха, удаляемого одной вытяжной установкой ВI, для нагрева приточного воздуха установки ПI. Место строительства г.Киев.

Расчетные данные:

$\mathcal{L}_{в2}$ = 37800 м³/ч; $G_{в2}$ = 45360 кг/ч; $t_{вн2}$ = 25°С;

$d_{вн2}$ = I0 г/кг; $i_{вн2}$ = 50,66 кДж/кг.

$\mathcal{L}_{в1}$ = 63000 м³/ч; $G_{в1}$ = 75600 кг/ч; $t_{вн1}$ = -20°С;

$t_{вх1}$ = 20°С ; $t_{вн1}^{ср.от}$ = - 2.I°С ; $t_{вн1}^{макс}$ =8°С;

$\tau_{н}^{от}$ = 3094 ч/год.

2. В качестье основного оборудования используются приточные камеры 2ПК-40 для вытяжной установки и 2ПК-80 для приточной установки.

3. Расчет выполняется по аналитическому методу (раздел II) в СИ.

Требуется определить:

технические характеристики ТУБ приточной и вытяжной установки, $t_{вн1}^{от}$, $t_{вх2}$, $Q_{у}^{от}$, $Q_{у}^{т}$.

Порядок расчета.

I. Определяем τ по формуле (8.I)

250

$$\tau = 3094 \cdot (-2,1) = 6497 \ ^{\circ}С \cdot ч.$$

2. Принимаем число рядов трубок (по глубине) ТУБ вытяжной и

21855-01

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

приточной установок по п.8.2.2 равным I2, так как

$$-5000 \geqslant \tau \geqslant -26000\ ^{\circ}C.ч.$$

3. В качестве теплоутилизаторов принимаем калориферы КСк4.

ТУБ приточной установки имеет:

поверхность нагрева – I657,8 м^2, фронтальное сечение прохода по воздуху – 8,296 м^2 и живое сечение по теплоносителю – 0,00856 м^2.

ТУБ вытяжной установки имеет:

поверхность нагрева – 828,9 м^2, фронтальное сечение прохода по воздуху – 4,I48 м^2 и живое сечение по теплоносителю – 0,00856 м^2.

4. Определяем $t_в^{ср}$ по формуле (8.6)

$$t_в^{ср} = \frac{25+(-20)}{2} = 2{,}5^{\circ}C.$$ Так как $t_в^{ср} < I2^{\circ}C$,

в качестве промежуточного теплоносителя принимаем раствор хлористого кальция с $t_ж^{зам} = -20^{\circ}C$.

5. Определяем $G_ж$ при $W_1 = I$ по формуле (8.7)

$$G_ж = \frac{75600 \cdot I}{2{,}825 \cdot I} = 2676I \text{ кг/ч},$$

где $C_ж$ =2,825 кДж/ (кг·°С) принимаем по табл.I приложения 2.

6. Определяем ω_1 и ω_2 по формуле (8.I0)

$$\omega_1 = \omega_2 = \frac{2676I}{3600 \cdot I260 \cdot 0{,}00856} = 0{,}72 \text{ м/с}.$$

7. Определяем $(vp)_{пр1}$ и $(vp)_{пр2}$ по формуле (8.I2)

$$(vp)_{пр1} = \frac{75600}{3600 \cdot 8{,}296} = 2{,}53 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)};$$

251

21855-01

$$(v\rho)_{фр2} = \frac{45360}{3600 \cdot 4,148} = 3,04 \text{ кг/(м}^2\text{с)}.$$

8. Определяем $W_м$ по формуле (8.20)

$$W_м = \frac{45360}{26761 \cdot 2,825} = 0,599.$$

$W_2 = W_м$, так как $G_{в2} < G_{в1}$.

9. Определяем $\alpha_{в2}$, $\alpha_{ж2}$, K_2, K_1 по графикам рис.35, 36, 42 приложения 2

$\alpha_{в2}$ = 45,5 Вт/(м^2·°С); $\alpha_{ж2}$ = 1156 Вт/(м^2·°С);

K_2 = 27,2 Вт/(м^2·°С); K_1 = 25,5 Вт/(м^2·°С).

10. Определяем F'_{o1} и $(F'_{o2}$ по формуле (4.1)

$$F'_{o1} = \frac{25,5 \cdot 1657,8 \cdot 3,6}{75600 \cdot 1} = 2,01;$$

$$F'_{o2} = \frac{27,2 \cdot 828,9 \cdot 3,6}{45360 \cdot 1} = 1,78.$$

3,6 – коэффициент при расчете в СИ.

11. Определяем Θ_1 и Θ_2 :

для установки III при W_1 = 1 и $(F'_o)_1$ = 2,01

по табл.12 приложения 3 – Θ_1 =0,66;

для установка BI при W_2 =0,599 и $(F'_o)_2$ =1,78 по графикам рис.24 приложения 3 – Θ_2 =0,735.

252

21855-01

I2. Определяем $\Theta_{об1}$ и $\Theta_{об2}$ по формуле (II.I)

$$\Theta_{об1} = \frac{I}{\frac{I}{0,66} + \frac{I}{0,735} \cdot \frac{75600}{45360} - I} = 0,359;$$

$$\Theta_{об2} = \frac{I}{\frac{I}{0,735} + \frac{I}{0,66} \cdot \frac{45360}{75600} - 0,599} = 0,598.$$

I3. Определяем $\Theta_{рс}$ по формуле (II,2)

$$\Theta_{рс} = \frac{I3,7-(-20)}{25-(-20)} = 0,749, \text{ где } t_{рс2} = I3,7^{\circ}C$$

находим по i-d диаграмме.

I4. Определяем $\Theta_{рс}^{мин}$ по формуле (II.3)

$$\Theta_{рс}^{мин} = \frac{I - \frac{0,598}{0,735} + \frac{45,5 \cdot I6,48}{II56}(I-0,598)}{I + \frac{45,5 \cdot I6,48}{II56}} = 0,27I,$$

где ψ =I6,48 для КСк4 принимаем по альбому 4.

$\Theta_{рс} > \Theta_{рс}^{мин}$, установка работает с конденсацией влаги на поверхности.

I5. Определяем K_{i2} по формуле (II.4)

$$K_{i2} = \frac{I}{\frac{I6,48}{II56} + \frac{I}{45,5 \cdot I,737}} = 37,I2 \text{ Вт/м}^2\text{°C},$$

где Єнас = I,737 принимаем по табл.I0 приложения 2 при $t_{ж}^{зам} = -20^{\circ}C$, $t_{ж}^{ср} = t_{в}^{ср} = 2,5^{\circ}C$.

253

21855-01

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

I6. Вычисляем $(Fo')_{iz}$, W_{iz} по формулам (II.5), (II.6)

$$(Fo')_{iz} = \frac{37,12 \cdot 1657,8 \cdot 3,6}{75600} = 2,93;$$

$$W_{iz} = \frac{75600 \cdot 1,737}{27900 \cdot 2,71} = 1,736.$$

I7. Определяем Θ_{iz} = 0,541 по рис.48 приложения 3 при $(Fo')_{iz}$ = 2,93 и W_{iz} = I,736.

I8. Определяем $\Theta^{ф}_{об1}$ по формуле (II.7)

$$\Theta^{ф}_{об1} = \frac{1}{\frac{1}{0,66} + \frac{1}{0,541 \cdot 1,737} \cdot \frac{75600}{45360} - 1} = 0,437.$$

I9. Определяем $\Theta^{макс}_{рс\,i}$ по формуле (II.8)

$$\Theta^{макс}_{рс\,i} = \frac{\frac{1}{1,737} \cdot \frac{0,437}{0,66} + \frac{45,5 \cdot 16,48}{1156}}{\frac{1}{1,737} \quad \frac{16,48 \cdot 45,5}{1156}} = 0,841.$$

20. Вычисляем $i^{ус}_{в.м2}$ и параметр А по формулам (II.9), (II.I0)

$i^{ус}_{вн1}$ =8,08 + I,737 · (-20) = 26,66 кДж/кг,

где ϵ = 8,08 по табл.I0 приложения 2 при $t^{зим}_{ж}$ =-20°С, $t^{ср}_{ж} = t^{ср}_{з} =$ = 2,5°С.

A = I·25·0,841 + 26,6 · (I-0,841) = I6,76.

2I. Находим $d^{макс}_{рс2}$ = 9,5 г/кг по графику рис.46 приложения 3 при А = I6,76 и $\Theta^{макс}_{рс\,i}$ = 0,841.

22. $d^{макс}_{рс2} < d_{вн2}$ = I0 г/кг, теплоутилизатор работает в условиях конденсации влаги на всей поверхности. Определяем по п.II.I5:

по i-d диаграмме для точки с координатами

$d_{рс}^{макс}$ = 9,5 г/кг и φ = 100% $t_{нк2}$ = 17,5 °С;

$t_{в.к1}$ по формуле (II.II)

$$t_{в.к1} = [17,5-(-20)] \cdot 0,437 + (-20) = -3,61\ ^{\circ}C.$$

23. Определяем конечную энтальпию вытяжного воздуха по формуле (II.I6)

$$i_{в.к2} = 50,66 - \frac{[-3,61-(-20)] \cdot 75600 \cdot 1,0}{45360} = 23,35\ кДж/кг;$$

по i-d диаграмме для точки с координатами

$i_{в.к2}$ = 23,35 кДж/кг и φ = 100% $t_{в.к2}$ = 7,3 °С.

24. Определяем $t_{ж.к2}$ по формуле (8.25)

$$t_{ж.к2} = -20 + \frac{-3,61-(-20)}{0,66} = 4,83\ ^{\circ}C.$$

25. Определяем $t_{ж.к1}$ по формуле (8.26)

$$t_{ж.к1} = 4,83-1 \cdot [-3,61-(-20)] = -11,56^{\circ}C.$$

Уточняем вид теплоносителя. $t_{ж.к1} < 7^{\circ}C$, поэтому в СУПТ используется незамерзающий теплоноситель - 21% раствор хлористого кальция с температурой замерзания - 20°С, равной расчетной температуре наружного воздуха.

26. Определяем $Q_{ч}^{ут}$ по формуле (8.27)

$$Q_{ч}^{ут} = 75600 \cdot 1,0 \cdot 0,437 \cdot [25-(-20)] \cdot \frac{1}{3600} = 412,965\ кВт.$$

27. Определяем $Q_{ч}^{т}$ по формуле (8.28)

$$Q_{ч}^{т} = 75600 \cdot 1 \cdot [20-(-3,61)] \cdot \frac{1}{3600} = 344,127\ кВт,$$

где $Д = \frac{1}{3600}$.

255

21855-01

904-02-26.86

Лист 240

904-02-26.86 Альбом 1

Инв. № подл. | Подпись и дата | Взам. инв. №

Пример 9. Расчет по аналитическому методу СУПТ без подогрева при конденсации влаги на части поверхности ТУБ вытяжных установок.

I. Исходные данные принимаем по примеру 8, за исключением $d_{в.нг}$ = 5 г/кг; $i_{в.нг}$ = 37,7 кДж/кг.

2. Расчет выполняем по п.п.2-22 примера 8.

3. $d_{рс.г}^{макс}$ = 9,5 г/кг > $d_{в.нг}$ = 5 г/кг, теплоутилизаторы работают в условиях конденсации влаги на части поверхности.

Определяем по п.II.I6.:

$t_{рс}^{мин}$ по формуле (II.I2)

$t_{рс}^{мин}$ = 0,27I · [25 -(-20)] + (-20) = -7,8°С:

по i-d диаграмме для точки с координатами $t_{рс}^{мин}$ = -7,8°С и φ =I00% - $d_{рс}^{мин}$ = 2 г/кг;

$\bar{d}$ по формуле (II.I3)

$$\bar{d} = \frac{5 - 2}{9,5 - 2} = 0,4;$$

$\bar{\theta}$ по графику рис.47 приложения 3 $\bar{\theta}$ = 0,II;

$\theta_{обг}^{\bar{}}$ по формуле (II.I4)

$\theta_{обг}^{\bar{}}$ = 0,359 + 0,II· (0,437 - 0,359) = 0,3I95;

$t_{в.кг}$ по формуле (II.II)

$t_{в.кг}$ = 0,3I95 · [I7,5-(-20)] + (-20) = -8,02°С.

4. Определяем $i_{в.кг}$ по формуле (II.I5)

$$i_{в.кг} = 37,7 - \frac{[-8,02-(-20)] \cdot 75600 \cdot 1,0}{45360} = I7,73 \text{ кДж/кг}.$$

По i-d диаграмме находим $t_{в.кг}$ = 4,7°С для точки с координатами $i_{в.кг}$ =I7,73 кДж/кг и φ =I00%.

5. Определяем $t_{ж.кг}$ по формуле (8.25)

$$t_{ж.кг} = -20 + \frac{8,02-(-20)}{0,66} = I,85°С.$$

256

21855-07

Инв.№ подл. | Подпись и дата | Взам.инв.№

6. Определяем $t_{ж.кг}$ по формуле (8.26)

$$t_{ж.кг} = -1,85 - 1 \cdot [-8,02 - (-20)] = -13,83^{\circ}C.$$

Уточняем вид теплоносителя.

$t_{ж.кг} = -13,83^{\circ}C < 7^{\circ}C$, поэтому в СУПТ используется незамерзающий теплоноситель - 21% раствор хлористого кальция с $t_{ж}^{зам} = -20^{\circ}C = t_{вн}$.

7. Определяем $Q_4^{ут}$ по формуле (8.27)

$$Q_4^{ут} = 75600 \cdot 1,0 \cdot 0,3195 \cdot [17,5-(-20)] \cdot \frac{1}{3600} = 251,606 \text{ кВт},$$

8. Определяем $Q_4^{т}$ по формуле (8.28)

$$Q_4^{т} = 75600 \cdot 1,0 \cdot [20-(-8,02)] \cdot \frac{1}{3600} = 588,42 \text{ кВт},$$

где $Д = \frac{1}{3600}$.

ЦЕНТРАЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ ТИПОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ
ГОССТРОЯ СССР
КИЕВСКИЙ ФИЛИАЛ
г Киев-57 ул Эжена Потье № 12

42/9
Заказ № 9990 Инв № 21855-01 Тираж 1200

Сдано в печать 18/XII 1987 Цена 4·92

gost.e-ecolog.ru